

KOD: LUTKDH/(TKKA-1003)/1-11/(1980)

SIMULERING OCH EXPERIMENTELL UNDER-
SÖKNING AV INDUNSTNINGSANLÄGGNINGAR
MED ÅNGKOMPRESSION

SVEN RAGNARSSON. Lund 1981



**DEPARTMENT
OF
CHEMICAL ENGINEERING**

AVDELNINGEN FÖR KEMISK APPARATTEKNIK

**LUND INSTITUTE OF TECHNOLOGY
LUND - SWEDEN**





KOD: LUTKDH/(TKKA-1003)/1-11/(1980)

SIMULERING OCH EXPERIMENTELL UNDER-
SÖKNING AV INDUNSTNINGSANLÄGGNINGAR
MED ANGKOMPRESSION

SVEN RAGNARSSON. *Lund 1981*



AVDELNINGEN FÖR KEMISK APPARATTEKNIK
LUNDS TEKNISKA HÖGSKOLA
LUND

DISPUTATION
FEBRUARI 1981



SIMULERING OCH EXPERIMENTELL UNDERSÖK-
NING AV INDUNSTNINGSANLÄGGNINGAR MED
ÅNGKOMPRESSION

SVEN RAGNARSSON
CI, SM

AVHANDLING FÖR TEKNISK DOKTORSEXAMEN

AVHANDLINGEN KOMMER ATT FÖRSVARAS VID EN OFFENTLIG
DISPUTATION I SAL D, KEMICENTRUM, LUND, FREDAGEN DEN
6 FEBRUARI 1981, KLOCKAN 10.15



Digitized by the Internet Archive
in 2026

https://archive.org/details/IA41553424_0011

Organization LUND UNIVERSITY		Document name DOCTORAL DISSERTATION	
Chemical Engineering		Date of issue November 80	
Chemical Center, P.O.B. 740 S-220 07 Lund 7, Sweden		CODEN: LUTKDH/(TKKA-1003)/1-11/(1980)	
Author(s) S Ragnarsson		Sponsoring organization	
Title and subtitle Simulation and Experimental Investigation of Evaporation Plants with Vapour Recompression			
Abstract The optimum design of an evaporation plant requires the evaluation of a wide variety of operating and design variables. The influence of these can be determined by mathematical simulation of the process. A computer program has been developed for simulations of multiple effect evaporation plants with or without vapour recompression (thermal or mechanical). The overall heat-transfer coefficients can be calculated, by distributed models based on published correlations, for climbing and falling film evaporators. Based on simulations by the program an investigation concerning the use of vapour recompression in the evaporation plant of a sugar mill has been performed. A pilot falling film evaporation plant has been built to investigate different models of operation. It is possible to run the plant with live steam or with mechanical vapour recompression. Measurements of the overall heat-transfer coefficient in the falling film evaporator were performed for water and sugar solutions at different concentrations. Experimental results were compared with results from mathematical models based on different published correlations for heat transfer through falling films. A number of experiments were performed with mechanical vapour recompression. Besides common characteristics of the complete system, data for the rotary displacement blower such as power consumption, efficiency and volumetric flow rate were determined.			
Key words			
Classification system and/or index terms (if any)			
Supplementary bibliographical information		Language Swedish	
ISSN and key title		ISBN	
Recipient's notes		Number of pages 14	Price
		Security classification	

Distribution by (name and address) Department of Chemical Engineering
Chemical Center, P.O.B. 740, S-220 07 Lund 7, Sweden

I, the undersigned, being the copyright owner of the abstract of the above-mentioned dissertation, hereby grant to all reference sources permission to publish and disseminate the abstract of the above-mentioned dissertation.

Signature _____

Date _____

SIMULERING OCH EXPERIMENTELL UNDERSÖKNING AV INDUNSTNINGSANLÄGGNINGAR MED ÅNGKOMPRESSION

Sven Ragnarsson, Avdelningen för Kemisk Apparatteknik, Lunds Tekniska
Högskola, Lund

Denna avhandling utgörs av denna sammanfattning och av följande rapporter,
vilka i fortsättningen refereras till med romerska siffror.

- I Ragnarsson, S
EVAP - Ett datorprogram för simulering av indunstningsanläggningar
Rapport LUTKDH/(TKKA-3007)/1-23/(1980), Avd. Kem. App. Tek., Lunds
Tekniska Högskola, Lund
- II Ragnarsson, S., Wimmerstedt, R.
Energibesparingsalternativ vid indunstning i ett sockerbruk
Rapport LUTKDH/(TKKA-3003)/1-23/(1978), Avd. Kem. App. Tek., Lunds
Tekniska Högskola, Lund
- III Ragnarsson, S.
Experimentell undersökning av en indunstningsanläggning med mekanisk
ångkompression
Rapport LUTKDH/(TKKA-3008)/1-49/(1980), Avd. Kem. App. Tek., Lunds
Tekniska Högskola, Lund

INLEDNING

Indunstning är en enhetsoperation som förekommer i många industriella anläggningar. Några användningsområden är vid tillverkningen av pappersmassa, socker och torrmjök. Eftersom indunstning d v s koncentreringsen av en vätska genom förångning av lösningsmedlet är en mycket energikrävande process, utgör energikostnaden en viktig faktor vid en kostnadsop-
timering av en anläggning.

Som ett led att minska anläggningens energiförbrukning byggs de flesta industriella anläggningar så att avdrivningen sker i flera steg. Vid detta förfarande blir energibehovet omvänt proportionerligt mot antalet steg i anläggningen. Ett sätt att minska energiförbrukningen vid sidan av att utöka antalet steg i anläggningen är att komprimera produktången från en indunstare och använda ången som värmande medium i den indunstare där ången genererats eller i en indunstare med högre koktemperatur. Vid komprimering och återföring av ånga från koxidan till kondenserings-
sidan fås en minskning av anläggningens färskångbehov men även av ångflödet till kondensorn. Vid mekanisk ångkompression är det möjligt att återföra hela den genererade ångmängden. I detta fall behövs, om den inkommande vätskan är kokvarm, endast små färskångmängder för att täcka värmeförlusterna.

För beräkning av olika indunstningsförlopp med eller utan ångkompression har ett datorprogram EVAP konstruerats (del I). Vid ångkompression är energibehovet beroende av tryckdifferensen, vilken i sin tur är beroende av värmegenomgångskoefficienten och värmeytans storlek. Denna koppling medför att energibehovet vid ångkompression är beroende av värmegenomgångskoefficienten. Vid en ekonomisk jämförelse av en anläggning med ångkompression relativt en flerstegsanläggning vägs minskade energikostnader mot ökade kapitalkostnader. De ökade kapitalkostnaderna vid ångkompression beror i huvudsak på kompressorn och en större värmeyta i anläggningen. Vid beräkningen av värmeytans storlek är återigen en noggrann kännedom av värmegenomgångskoefficienten av stor vikt. För beräkningen av värmegenomgångskoefficienten och hur denna varierar med indunstarens driftbetingelser har i EVAP lagts in modeller för beräkningen av värmegenomgångskoefficienten för stigfilm i tuber och fallfilm på plattor. I del II har med hjälp av EVAP några olika alternativa kopplingsscheman för en indunstningsanläggning vid ett sockerbruk undersökts. I undersökningen har utfallet av olika modifieringar jämförts med ursprungsanläggningen.

I en anläggning med mekanisk ångkompression arbetar i de flesta fall indunstarna över vilka ångkompressionen sker med lägre temperaturdifferens än i en renodlad flerstegsanläggning. Vid mekanisk ångkompression är det önskvärt att den använda indunstaren har stabil drift och en god värmeöverföring vid låga temperaturdifferenser. Detta krav uppfylls av fallfilmsindunstare. I del III redovisas mätningar utförda på en pilot-plant anläggning vilken kan köras såväl med mekanisk ångkompression som med färskånga. Anläggningen är uppbyggd av en fallfilmsindunstare med värmeyta bestående av plattor och en vridkolvkompressor samt kringutrustning. Vid mätningarna har indunstarens värmegenomgångskoefficient och kompressorns energibehov, verkningsgrad och volymsflöde undersökts. De uppmätta värmegenomgångskoefficienterna har jämförts med olika modeller uppbyggda av i litteraturen publicerade samband för värmeövergångskoefficienten.

EVAP - ETT DATORPROGRAM FÖR SIMULERING AV INDUNSTNINGSANLÄGGNINGAR

En indunstningsanläggning kan utformas på en mängd olika sätt. Hur en anläggning utformas är beroende av en rad faktorer exempelvis fysikaliska egenskaper hos lösningen som skall uppkoncentreras, integrationen av anläggningen i den övriga processen och relationen mellan anläggnings- och energikostnad. Eftersom indunstning är en mycket energiintensiv process, utgör energikostnaden en viktig faktor vid en kostnadsoptimering. Det vanligaste sättet att reducera en anläggnings värmebehov är att bygga den som en flerstegsanläggning. I en flerstegsanläggning används produktångan som värmande medium i en efterföljande apparat, vilken har lägre koktryck än den apparat i vilken ångan genererats. Med denna sammankoppling blir ångförbrukningen omvänt proportionell mot antalet steg på ångsidan. Som alternativ till att utöka antalet steg i anläggningen kan produktångan från en indunstare komprimeras och återföras som värmande medium i den indunstare där ångan genererats eller en indunstare med högre koktryck. Kompressionen av ånga kan ske med kompressor (mekanisk ångkompression) eller ejektor (termokompression).

Beräkningarna av ett indunstningsförlopp består av två delar, dels beräkningen av energi- och materialbalanser för de ingående komponenterna i anläggningen, samt bestämning av värmegenomgångskoefficienter i indunstare och värmeväxlare. Beräkningarna är iterativa och tidskrävande och genomförs därför lämpligen med dator. För att möjliggöra en jämförelse mellan olika typer av anläggningar har ett datorprogram EVAP framtagits (del I). Med programmet kan beräkningar ske för flerstegsanläggningar med eller utan ångkompression vilken kan ske med ejektor eller kompressor. Vidare kan värmegenomgångskoefficienten beräknas för indunstare, vilka arbetar enligt principen stigfilm i tuber eller fallfilm på plattor, med hjälp av differentiella modeller.

Med EVAP kan beräkningar utföras för anläggningar bestående av indunstare, värmeväxlare och flashtankar. Antalet av dessa komponenter är maximerat till 11 st i föreliggande version samt en ejektor eller en kompressor. De ingående komponenterna i anläggningen sammankopplas med hjälp av indata. Vid sammankopplingen tilldelas indunstarna ett ordningsnummer, vilket används vid inkopplingen av värmeväxlare, flashtankar och kompressor eller ejektor. Inkopplingen av hjälpapparater sker genom att i indata specifi-

cera ordningsnumret på den indunstare till vilken respektive ström är kopplad. Sammankopplingen av indunstarna på vätskesidan sker genom att i indata till programmet ange ordningsnumret på den indunstare från vilken vätskan kommer.

Efter inläsning utföres en rad tester av indata så att dessa beskriver en fungerande anläggning. Upptäcks fel i indata skrivs meddelande ut varefter körningen avbryts. Beräkningarna inleds med att programmet ansätter startvärden, varefter energi och materialbalanser för de ingående komponenterna genomräknas. Efter genomräkningen kontrolleras om uppställda krav på anläggningen har uppnåtts. Om inte så är fallet görs nya ansatser och energi och materialbalanser genomräknas ånyo. Indunstarnas värmegenomgångskoefficienter kan ingå i indata eller beräknas av programmet. För fallet när värmegenomgångskoefficienterna beräknas av programmet sker dessa beräkningar växelvis med beräkningarna av energi och materialbalanserna och startar när de uppställda kraven på anläggningens utgående strömmar i det närmaste är uppfyllda. Vid beräkningarna delas värmeytan upp i inkrement m a p längden. Inom varje inkrement antas fysikaliska storheter på kondenserings och koksida konstanta samt att ång och vätskeflöden har ett linjärt förlopp inom inkrementet. I varje inkrements mitt m a p av ånghalten beräknas värmeövergångskoefficienten samt väggtemperaturen på kok och kondenseringssidan. Inkrementets längd och tryckgradient bestäms. För beräkningen av värmeövergångskoefficienten och tryckgradienten används en rad olika i litteraturen redovisade samband och funktioner. I programmet finns olika samband för värmeöverföringskoefficienten vid kokning. Vilket av dessa som skall användas vid beräkningarna bestäms genom indata. Beräkningarna sker iterativt och pågår tills summan av inkrementlängden avviker mindre än det tillåtna felet från värmeytans längd, vilken är given genom indata. Därefter beräknas värmegenomgångskoefficienten baserad på temperaturdifferensen mellan kondenseringstemperaturen i ångrummet och vätskans temperatur vid inloppet till separatorn. När värmegenomgångskoefficienterna beräknats för samtliga indunstare kontrolleras värmegenomgångskoefficienternas konvergens. När konvergens har uppnåtts och kraven för de utgående strömmarna från anläggningen är uppfyllda avbryts beräkningarna och det erhållna resultatet skrivs ut. I utskrifterna från programmet har infogats förklarande text för att användaren på ett enkelt sätt skall kunna tolka resultatet av körningen.

Datorprogrammet EVAP har använts för simuleringen av några olika alternativ för utformningen av indunstningsanläggningen vid ett sockerbruk (del II). Vidare har rutinerna för beräkningen av värmegenomgångskoefficienten använts för simuleringen av klenstubsindunstare (1) och fallfilmsindunstare (del III).

NÅGRA ALTERNATIV FÖR UTFORMNING AV EN INDUNSTNINGSANLÄGGNING VID ETT SOCKERBRUK

Vid tillverkningen av socker i ett betsockerbruk extraheras sockret ur betorna varvid fås en sockerlösning. Denna renas från icke socker för att sedan koncentreras genom indunstning. Ur den koncentrerade lösningen fås socker genom kristallisation. Ett sockerbruks elenergibehov täcks till största delen med en mottrycksanläggning. Ångan från turbinen leds till indunstningsanläggningen från vilken ånga avtappas för att täcka värmebehovet vid reningen av sockerlösningen och kristallisationen.

Med utgångspunkt från en ursprungsanläggning (ett råsockerbruk) har några olika alternativ undersökts för utformning av indunstningsanläggningen (del II). I ursprungsanläggningen är värmebehovet större än det som kräves som underlag för elenergigenereringen, vilket medför att endast en del av den i ångpannan genererade ångan leds genom turbinen. Återstoden direktreduceras från panntrycket på 60 bar till turbinens mottryck 3.5 bar. Denna ånga kan antingen ledas genom turbinen och ge en ökad elproduktion, vilken kan utnyttjas vid mekanisk ångkompression eller användas som drivånga till en ångejektor. I anläggningen sker ångavtappning från 3:e och 4:e effekten. Ångavtappningarna är vid produktkoncentrationen 59% i storleksordningen 60% i 3:e och 20% i 4:e effekten räknat på färskångmängden. Denna stora avtappning medför att 4:e och 5:e effekten arbetar med kraftigt reducerade ångmängder. Vidare medför ångavtappningen en begränsning av möjligheterna att reducera anläggningens ångbehov genom ångkompression emedan ett visst färskångflöde erfordras för att möjliggöra ångavtappning i önskad omfattning. Minskas färskångflödet under detta minsta flöde upphör avdrivningen i den sista effekten.

Med datorprogrammet EVAP har följande alternativ genomräknats vid produkt-torrhalterna 59% och 70%.

1. Mekanisk ångkompression över andra effekten.
2. Förindunstning med mekanisk ångkompression.
3. Termokompression över första effekten.
4. Termokompression över andra effekten.
5. Utbyggnad från 5 till 6 effekter.

Vid beräkningarna har förutsatts att den avtappade ångan och ångan från sista effekten skall ha samma mättningstemperatur som i ursprungsanlägg-

anläggningen samt att värmeytans storlek endast ändras i den effekt över vilken ångkompression sker. Vidare har förutsatts att kompressorns elbehov skall tillgodoses genom ökad elproduktion i den befintliga mottrycksanläggningen. Vid simuleringen med EVAP framräknades viktiga storheter såsom flöden, koncentrationer, temperaturer för de olika strömmarna i anläggningen samt värmegenomgångskoefficienterna i indunstarna och kompressorns energiförbrukning. Med utgångspunkt från resultaten vid simuleringarna gjordes en ekonomisk analys med 1977 års priser av de olika alternativen. Till följd av stigande kostnader under de senaste åren och att energikostnaden har stigit fortare än investeringskostnaden har lönsamheten förbättrats sedan 1977 för de föreslagna alternativen.

Vid analysen uppskattades kostnaden för en ombyggnad av ursprungsanläggningen varvid framkom att bättre lönsamhet fås för de undersökta alternativen vid produkttorrhalten 70% än vid produkttorrhalten 59%. Vid produkttorrhalten 70% fås en bättre lönsamhet med ångkompression än vid en utbyggnad från 5 till 6 effekter. Inom alternativen vilka utnyttjar ångkompression fås den bästa lönsamheten om mekanisk ångkompression används över andra effekten och den sämsta lönsamheten med termokompression över andra effekten samt ungefär samma lönsamhet för fallen med termokompression över första effekten och förindunstning med mekanisk ångkompression.

EXPERIMENTELL UNDERSÖKNING AV EN INDUNSTNINGSANLÄGGNING MED MEKANISK ÅNGKOMPRESSION

Det primära målet med att använda ångkompression vid indunstning är att reducera kostnaden för uppkoncentreringen av en lösning. Detta medför att vid införandet av ångkompression skall energikostnaden jämfört med alternativet flerstegsindunstning reduceras i så hög grad att täckning fås för skillnaden i anläggningskostnad. Eftersom en kompressors energibehov är beroende av tryckuppsättningen blir energiförbrukningen i en anläggning med ångkompression beroende av temperaturdifferensen över indunstaren. Detta medför att små temperaturdifferenser används vid ångkompression för att uppnå en kraftig reduktion av energikostnaden och därmed få täckning för den ökade anläggningskostnaden. Den låga temperaturdifferensen medför att indunstartypen som används, skall ha god värmeöverföring vid låga temperaturdifferenser för att begränsa anläggningskostnaden, samt ett litet tryckfall för att undvika energiförluster. En vanligt förekommande indunstartyp i samband med ångkompression är fallfilmsindunstaren.

För att undersöka arbetsbetingelserna i en indunstningsanläggning med mekanisk ångkompression har en pilot-plant anläggning byggts (del III). Anläggningen består av en fallfilmsindunstare vars värmeyta utgörs av pressade plåtar vilka sammanfogats till värmeelement och en vridkolv-kompressor (Rootsmaskin) samt fullständig kringutrustning. Anläggningen kan köras med färskånga eller genom mekanisk ångkompression. I anläggningen har olika mätvärdesgivare monterats. Dessa är anslutna till ett datainsamlingssystem, vilket styrs med hjälp av en dator.

Mätningar har utförts i anläggningen med följande medier, vatten, sockerlösning och blekeriavfallsvatten. Vid mätningarna har koktemperatur, koncentration, temperaturdifferens samt vätskebelastning varierats. I tabellen nedan återfinns intervallen inom vilka mätningar har utförts för sockerlösning och vatten.

koktemperatur	60 - 105°C
temperaturdifferens	3 - 10°C
koncentration	0 - 60%
Prandtl's tal	1.7 - 50
Reynolds tal	500 - 8000

Ur mätdata framräknades värmegenomgångskoefficienten för de olika försöken. De framräknade värmegenomgångskoefficienterna ökar med avtagande temperaturdifferens vid låga och är i det närmaste oberoende av temperatur-

differensen vid höga Prandtls tal. Vidare kunde iakttagas att Reynolds' tal hade mindre inverkan vid låga än vid höga Prandtls tal.

Med utgångspunkt från i litteraturen publicerade samband för värmeöverföringskoefficienten konstruerades olika modeller för beräkning av värmegenomgångskoefficienten i fallfilmsindunstaren. I modellerna delas värmeytan upp i inkrement m a p kondensatflöde. I varje inkrement beräknas de lokala värmeövergångskoefficienterna och väggtemperaturerna på kondenserings- och koxsidan samt inkrementets längd. Beräkningarna sker iterativt m a p kondenseringsstemperaturen tills överensstämmelse erhålls mellan summan av inkrementlängderna och värmeelementets höjd, varefter värmegenomgångskoefficienten beräknas.

Det bästa resultatet gav medelfelet 0.5% och felets standardavvikelse 6.3%, erhöles med en modell uppbyggd av följande samband. I det laminära området används det klassiska Nusseltsambandet

$$\alpha = 1.10 \cdot \left(\frac{\lambda^3 g \rho^2}{\mu} \right)^{1/3} \cdot Re^{-1/3} \quad (1)$$

Övergången från det laminära till det våglaminära området antas ske enligt Kapitzas (2) samband

$$Re = 2.43 \cdot \left(\frac{\mu g}{\rho \sigma^3} \right)^{-1/11} \quad (2)$$

I det våglaminära området används Zazulis (2) empiriskt framtagna korrektion av Nusseltsambandet vilken ger

$$\alpha = 0.82 \left(\frac{\lambda^3 g \rho^2}{\mu} \right)^{1/3} \cdot (Re)^{-0.22} \quad (3)$$

I det turbulenta området används ett samband framtaget av Narayanamurthy och Sarma (3).

$$\alpha = 0.0124 \left(\frac{\lambda^3 g \rho^2}{2\mu} \right)^{1/3} \cdot Re^{1/3} \cdot Pr^{1/3} \quad (4)$$

Övergången från det våglaminära till det turbulenta området antas ske i skärningen mellan ekv 3 och 4, vilket ger för övergången

$$Re = 2040 \cdot Pr^{-0.605} \quad (5)$$

Vid försöken med ångkompression framkom att anläggningen arbetade sta-

bilt även vid mycket låga temperaturdifferenser. Några storheter som är av speciellt intresse vid mekanisk ångkompression är kompressorns effektbehov, verkningsgrad och ångflöde. Ur mätdata erhöles att den vid försöken använda kompressorns effektbehov är linjärt beroende av tryckdifferensen över kompressorn. Vidare överensstämmer det uppmätta effektbehovet i det närmaste med det teoretiska effektbehovet. Förlusterna i en vridkolvkompressor orsakas i huvudsak av att gas läcker från utblås- till insugssidan genom spalterna mellan rotorerna och roter- och kompressorhus. Tillbakaläcket ger en reducering av verkliga volymsflödet i relation till det teoretiska flödet. Denna reducering ökar med ökande tryckdifferens och avtagande varvtal. Avsätts det uppmätta volymsflödet som funktion av varvtalet fås ett linjärt samband med kompressionsförhållandet som parameter. Tillbakaläcket ger förutom en reducering av volymsflödet en reducering av kompressorns verkningsgrad, vilket medför att denna blir beroende av volymsflödet och kompressionsförhållandet. För den använda kompressorn uppnåddes en isentropisk verkningsgrad av 50-60% i intervallet 30-75% av maximala volymsflödet vid kompressionsförhållandet 1.2-1.3.

AVSLUTNING

Möjligheten att använda ångkompression kan begränsas av olika faktorer. En sådan faktor är indunstningsanläggningens integrering i den övriga processen. Vid införandet av ångkompression reduceras indunstningsanläggningens ångbehov. Denna minskning av ångbehovet skall ge en minskning av processens totala energikostnad för att en övergång till ångkompression skall vara motiverad. En annan faktor är lösningens fysikaliska egenskaper, vilka har stor betydelse för värmeöverföringen i indunstarna. Vid ångkompression används vanligtvis en mindre temperaturdifferens än i en flerstegsanläggning för att få en låg energiförbrukning vid kompressionen. Den låga temperaturdifferensen medför att företrädesvis lösningar med låg koncentration uppkoncentreras med hjälp av ångkompression emedan värmeöverföringen är avtagande och kokpunktsförhöjningen är stigande med stigande koncentration.

Avsikten med att införa ångkompression är att reducera kostnaden för uppkoncentreringen av en lösning. För bedömningen av vilken anläggning som ger den lägsta kostnaden fordras för respektive anläggning kännedom om energikostnaden och kapitalkostnaden vilka är de dominerande posterna vid en kostnadsuppskattning. Energiförbrukningen påverkas av vilken primärenergi som används och typen av omvandling. Kapitalkostnaden är beroende av vilka komponenter som ingår i anläggningen och deras storlek. Kapitalkostnaden för en anläggning med ångkompression är vanligtvis större än för en flerstegsanläggning till följd av kostnaden för kompressorenheten och ett större behov av värmeyta. Det större behovet av värmeyta beror på att indunstarna över vilka ångkompressionen sker vanligtvis är dimensionerade för en lägre temperaturdifferens än i en flerstegsanläggning.

Lönsamheten vid införandet av mekanisk ångkompression vilken drivs med el är beroende av prisrelationen mellan ånga och el samt relationen mellan energikostnader och kapitalkostnader. Under 70-talet har oljepriserna stigit avsevärt snabbare än elpriset. Utvecklingen under 80-talet beträffande oljepriset är beroende av bland annat politiska faktorer och därigenom svårbedömbart men en real prisökning kan dock påräknas. Oljeshöjningarna kan resultera i en viss övergång till koleldning med åtföljande reduktion av framställningskostnaden för ånga. Landets tillgång på elkraft kommer att vara god och oljeshöjningarna kan antas bli måttliga. Detta tyder på att en ytterligare förbättring av lönsamheten kan förväntas för mekanisk ångkompression.

Detta arbete har genomförts vid Avdelningen för Kemisk Apparatteknik, Tekniska Högskolan, Lund. Försöksanläggningen, vilken har använts i del III är byggd med ekonomiskt stöd från Styrelsen för Teknisk Utveckling.

Jag vill framföra ett tack till Professor Roland Wimmerstedt för hans hjälp och uppmuntrande stöd vid genomförandet av detta arbete.

Jag vill också tacka mina kollegor, bland vilka jag speciellt vill nämna Lennart Persson för stimulerande diskussioner.

Vidare vill jag tacka den tekniska personalen vid avdelningen för deras medverkan vid monteringen av försöksanläggningen, Hans-Olof Jönsson för ritarbete och Sonja Dahlström för utskriften av mina manuskript.

BETECKNINGAR

g	jordaccelerationen	m/s^2
Pr	Prandtls tal	
Re	Reynolds' tal	
α	värmeövergångskoefficienten	$\text{W/m}^2 \text{ K}$
λ	värmeledningstalet	W/m K
μ	dynamisk viskositet	kg/m s
ρ	densitet	kg/m^3
σ	ytspänning	N/m

REFERENSER

1. Persson, L.; Klentubsindunstaren - en experimentell och teoretisk undersökning
Rapport LUTKDH/(TKKA-3002)(1978) Avd. Kemisk Apparatteknik, Lunds Tekniska Högskola, Lund
2. Chun, K.R., Seban, R.A.,
Journal of Heat Transfer, Trans ASME Serie c, 93, No 4, 391 (1971)
3. Narayanamurthy, V., Sarma, P.K.,
Chem. Eng. Japan 6, No 5, 457 (1973)



KOD: LUTKDH/(TKKA-3007)/1-23/(1980)

EVAP - ETT DATORPROGRAM FÖR SIMULE-
RING AV INDUNSTNINGSANLÄGGNINGAR

SVEN RAGNARSSON

AVD FÖR KEMISK APPARATTEKNIK
LUNDS TEKNISKA HÖGSKOLA

LUND
SVERIGE

Dokumentutgivare
Kemisk Apparatteknik, LTH
Handläggare
Roland Wimmerstedt
Författare
Sven Ragnarsson

Dokumentnamn
Rapport
Utgivningsdatum
November 1980

Dokumentbeteckning
LUT/(KDHTKKA-3007)
71-23/(1980)
Ärendebeteckning

Dokumenttitel och undertitel

EVAP - Ett datorprogram för simulering av indunstningsanläggningar

EVAP - A computer program for simulation of evaporation plants

Referat (sammandrag)

A computer program has been developed for simulation of different types of evaporation plants. Calculations can be performed for multiple effect configurations with or without vapour recompression (thermal or mechanical). The interconnection of evaporators, heat exchangers, flash drums and a compressor or a steam ejector is specified as input data.

The overall heat-transfer coefficient of the evaporators can either be given as input or calculated by the program. Calculations can be performed for both climbing and falling film evaporators by distributed models based on published correlations for pressure drop, heat transfer in boiling two-phase flow and falling films.

Referat skrivet av

S Ragnarsson
Förslag till ytterligare nyckelord

Klassifikationssystem och -klass(er)

Indextermer (ange källa)

Omfång

29 pages

Språk

Swedish

Sekretessuppgifter

Dokumentet kan erhållas från

Avd för Kemisk Apparatteknik
Kemicentrum, Box 740
S-220 07 LUND 7, Sweden

Pris

Övriga bibliografiska uppgifter

ISSN

ISBN

Mottagarens uppgifter

SAMMANFATTNING

Ett datorprogram har konstruerats för beräkningar av olika indunstningsanläggningar. Programmet kan simulera flerstegsanläggningar med eller utan ångkompression, vilken kan ske med ejektor (termokompression) eller kompressor (mekanisk ångkompression). Genom indata sammankopplas indunstare, värmeväxlare, flashtankar samt en ejektor eller en kompressor så att det aktuella kopplingsschemat erhålls. Sammankopplingen sker genom att vid inläsningen tilldelas indunstarna ordningsnummer, vilka används vid sammankopplingen på vätskesidan samt vid inkopplingen av övriga komponenter i anläggningen.

Indunstarnas värmegenomgångskoefficienter kan ingå i indata eller beräknas av programmet. En uppskattning av värmegenomgångskoefficienten kan göras för indunstare vilka arbetar enligt principen stigfilm i tuber eller fallfilm på plattor. Vid beräkningen av värmegenomgångskoefficienten delas värmetyan upp i ett antal inkrement i vilka värmeövergångskoefficienterna beräknas med hjälp av i litteraturen publicerade samband. För beräkningen av värmeövergångskoefficienten vid kokning finns valmöjligheter mellan olika samband.

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

1. INLEDNING	sid 1
2. BERÄKNINGSFALL	3
3. APPARATKOPPLINGAR	5
4. PROGRAMBESKRIVNING	8
4.1 Material- och energibalanser för indunstare	10
4.2 Värmeväxlare och flashtankar	10
4.3 Ångkompression	11
4.4 Anläggningens konvergens	12
5. VÄRMEGENOMGÅNGSKOEFFICIENTER	13
5.1 Värmeöverföringszoner vid kokning i tuber	13
5.2 Värmeöverföringskorrelationer i tuber	15
5.3 Värmeöverföringskorrelationer för fallande filmer	17
5.4 Tryckgradienten vid kokning i tuber	19
5.5 Modell för beräkning av värmegenomgångskoefficienten	21
6. AVSLUTNING	23
BETECKNINGAR	24
REFERENSER	25
BILAGA	

1. INLEDNING

Indunstning, uppkoncentrering av en lösning genom förångning av lösningsmedlet, är en energikrävande process. Utformning av en indunstningsprocess är beroende av en rad faktorer exempelvis lösningens temperaturkänslighet, vidbränningsbenägenhet och kokpunktsförhöjning, samt tillgängligt temperaturfall för anläggningen. För att minska energiförbrukningen vid uppkoncentreringen används i de flesta fall flereffektsanläggningar varvid den avdrivna ångan i en effekt kondenserar i en efterföljande effekt med lägre tryck. Genom detta förfarande utnyttjas energin hos färskången flera gånger innan sekundärångan från sista effekten leds till kondensorn. Detta ger en minskad energiförbrukning vid en utökning av antalet effekter i anläggningen. För det ideala fallet är kvoten mellan mängden avdrivet och mängden färskånga lika med antalet effekter i anläggningen.

Ett annat sätt att minska en anläggnings värmebehov är att höja den avkokade ångans tryck så att den kan användas som värmande medium i den effekt där den genererats eller en effekt med högre tryck. Kompressionen av ångan kan ske med en kompressor eller ångejektor.

Med mekanisk kompression är det möjligt att återföra hela mängden avkokad ånga som värmande medium vilket medför att anläggningen endast behöver en liten kondensor för att ta hand om ångan som kommer med vid avluftningen. Behovet av färskånga vid mekanisk ångkompression är litet. Ångan används huvudsakligen för uppvärmning av anläggningen vid uppstart. I vissa fall kan en del ånga åtgå till förvärmning av inkommande lösning samt för att täcka värmeförluster.

Vid termokompression används tryckenergin hos ejektorns drivånga vid kompressionen av den avkokade ångan. För det ideala fallet utan ångavtappning återfinns drivångmängden i sekundärångmängden som leds till kondensorn. Termokompression är allmänt förekommande i anläggningar i vilka samtliga effekter arbetar i vakuum och är ett alternativ till mottryckskraftgenerering.

Beräkningarna av en indunstningsanläggning är iterativa och därmed tidskrävande, vilket har medfört att ett antal datorprogram konstruerats. Ett exempel är datorprogrammet INDUNS för simulering av generella flerstegsanläggningar, vilket har utvecklats av Bolmstedt och Jernqvist (1). Med pro-

grammet kan anläggningar med termokompression simuleras men möjligheten till simulering av anläggningar med mekanisk ångkompression saknas. För beräkningen av värmegenomgångskoefficienter används i INDUNS en empirisk funktion HTOT. Funktionen har framtagits för industriella svartlutsindunstare av Gudmundson (2) och bygger på en modell där värmegenomgångskoefficienten har anpassats till stort antal mätvärden från en pilotindunstare och industriella LTV-indunstare.

Enligt vad som tidigare framkommit utgör införandet av ångkompression ett alternativ till en utbyggnad av antalet steg i en flerstegsanläggning. Vid ångkompression används i de flesta fall en temperaturdifferens, vilken är mindre än i en flerstegsanläggning. Det primära målet med en liten temperaturdifferens är att få ett litet kompressionsförhållande och därmed en låg energiförbrukning vid kompressionen. Denna sammankoppling av temperaturdifferens och energiförbrukning medför att värmegenomgångskoefficienten dels kommer att påverka energiförbrukningen och dels värmeytans storlek vid ångkompression. För att möjliggöra en jämförelse mellan flerstegsanläggningar och anläggningar med ångkompression fordras kännedom om hur värmegenomgångskoefficienten påverkas av ändringar i driftsbetingelserna betingade av ändrad temperaturdifferens.

För simuleringen av flerstegsanläggningar med eller utan ångkompression, vilken kan ske med ejektor eller kompressor, har datorprogrammet EVAP konstruerats. För beräkningen av värmegenomgångskoefficienterna vid olika indunstningsförlopp och hur dessa förändras beroende på hur anläggningen utformas har i EVAP lagts in rutiner med vars hjälp värmegenomgångskoefficienten kan beräknas för indunstare, vilka arbetar enligt principen stigningsfilm i tuber eller fallfilm på plattor. Vid beräkningarna av värmegenomgångskoefficienten vilka sker differentiellt används i litteraturen publicerade samband för beräkning av värmeövergångskoefficienter och tryckfall.

2. BERÄKNINGSFALL

Till en indunstningsanläggning leds färskånga och inkommande lösning. Den inkommande lösningen ger kondensatström och produktström vid uppkoncentreringsringen. Ångan som genereras i sista effekten leds till kondensorn. Förutom dessa fem strömmar kan färskångkondensatet utgöra en separatström från anläggningen. I en del anläggningar finns ytterligare strömmar exempelvis ångavtappning för uppvärmning utanför indunstningsanläggningen. Förutom variationerna av in- och utgående strömmar kan anläggningens geometri varieras. På vilket sätt en anläggning utformas är beroende av exempelvis vilken lösning som skall uppkoncentreras och vilket temperaturfall som är tillgängligt.

Vid beräkning av en anläggning måste ett visst antal variabler som beskriver in- och utgående strömmar samt kopplingsschema vara kända för att ett entydigt resultat skall erhållas. Beräkningarnas målsättning är avgörande för vilka variabler som krävs som indata. En vanlig frågeställning är hur en anläggning skall utformas så att koncentrationen för ett givet vätskeflöde höjs till en önskad produktkoncentration eller med andra ord anläggningen skall ha en given avdriven mängd. De flesta lösningar som indunstas är temperaturkänsliga, vilket medför att koktemperaturen i första effekten har en övre gräns. Den lägsta koktemperaturen i anläggningen begränsas av bl a vilket tryck som kan åstadkommas av vakuumsystemet men även av vätskans fysikaliska egenskaper. Till följd av bl a ovanstående faktorer bestäms temperaturområdet inom vilket anläggningen skall arbeta.

Med datorprogrammet EVAP kan beräkningar utföras för anläggningar som arbetar med

- 1) given avdriven mängd
- 2) givet temperaturfall.

I de båda fallen kan anläggningens kopplingsschema och de ingående komponenterna varieras så att följande typer av anläggningar erhålles:

- 1) Traditionell flerstegsanläggning.
- 2) Flerstegsanläggning med ångkompression över en eller flera effekter.
- 3) Ångkompressionsanläggning.

För fallen med ångkompression kan beräkningarna utföras för anläggningar med

- 1) mekanisk ångkompression
- 2) termokompression.

Vid beräkningarna av flerstegsanläggningar med ångkompression (fall 2) kan en given färskångmängd tillföras anläggningen. Den tillförda färskångmängden driver av en del av den givna mängden eller den mängd som det givna temperaturfallet ger upphov till. Den resterande mängden drivs av med hjälp av ångkompression.

Värmegenomgångskoefficienten i en indunstare påverkas av driftbetingelserna. Vid införandet av ångkompression i en anläggning kommer driftbetingelserna att ändras. I EVAP är det möjligt att vid beräkningarna använda

- 1) givna värmegenomgångskoefficienter
- 2) av EVAP beräknade värmegenomgångskoefficienter

Vid beräkningarna kan olika alternativ av ovanstående valmöjligheter kombineras. Varje kombination ger upphov till ett beräkningsfall, vilket kräver en speciell uppsättning indata.

3. APPARATKOPPLINGAR

Inom ramen för ett beräkningsalternativ kan varierande antal indunstare, värmeväxlare och flashtankar sammankopplas på olika sätt.

Sammankopplingen på ångsidan kan ske med eller utan parallella apparater. Saknas parallella apparater seriekopplas samtliga apparater till en linje. Vid parallella apparater grupperas indunstarna i ett antal linjer. Antalet linjer som finns i anläggningen och antalet apparater som finns i respektive linje fås genom indata. Den linje som innehåller flest apparater betecknas linje 1. Indunstarna tilldelas ordningsnummer linje för linje och inom respektive linje efter avtagande koktryck dvs den indunstare i första linjen som har högst koktryck tilldelas ordningsnumret 1 och den som har lägst koktryck tilldelas ett ordningsnummer som motsvarar antalet apparater i första linjen. Den indunstare som har högst koktryck i linje 2 tilldelas ett ordningsnummer som motsvarar antalet indunstare i första linjen plus ett osv. Den indunstare som har lägst koktryck i den sista linjen får således ett ordningsnummer som motsvarar antalet indunstare i anläggningen. Den första linjen sammankopplas med de övriga linjerna genom att i indata ange ordningsnumren på den apparat i första linjen som har samma kondenserings- resp koktemperatur som första resp sista indunstaren i de övriga linjerna. Genom parallellkoppling är det möjligt att placera samtliga indunstare i en effekt.

Finns både ångkompression och parallellkoppling i anläggningen sker ångkompressionen över parallellkopplingen. Denna begränsning motiveras av att om ångkompression förekommer i anläggningen ökar avdrivningen i de effekter över vilka ångkompressionen sker relativt de övriga effekterna i anläggningen. Denna ökning av värmeflödet medför att det kan vara lämpligt att avdrivningen sker i flera steg på vätskesidan.

I anläggningar som saknar parallellkoppling på ångsidan kan ångkompression ske över ett valfritt antal apparater. Till anläggningen tillföres färskånga, vilken används direkt som värmeånga i första effekten. Dessutom tillföres vid mekanisk ångkompression mekanisk energi för att driva kompressorn och vid termokompression drivånga till ejektorn. Förutom färskånga och drivånga är det möjligt att på varje indunstaress sekundärsida koppla in en ångström. Denna leder bort ånga från anläggningen vid ångavtappning men den kan även användas för att tillföra extra ånga till anläggningen.

dvs genom att i indata ange ordningsnumret på de indunstare från vilken strömmarna kommer. Vid inläsningen tilldelas värmeväxlarna ett ordningsnummer. Vid sammankoppling av värmeväxlarna till värmeväxlartåg kan när det värmande mediet utgörs av kondensat en sammankoppling ske så att kondensatet överförs från värmeväxlare n till värmeväxlare $n+1$.

Till varje indunstare kan kopplas en flashtank. Inkommande vätska till tanken utgörs av kondensat från indunstaren till vilken tanken är kopplad. Dessutom kan till flashtanken kopplas en kondensatström från en annan flashtank och en extern kondensatström. I varje flashtank expanderas kondensatet mot sekundärsidan på den indunstare till vilken tanken är kopplad. Sammankopplingen mellan flashtank och indunstare fås genom att indunstarens ordningsnummer anges i indata. Det utgående kondensatet från en flashtank kan kopplas till en annan flashtank, vilket gör det möjligt att från den indunstare som har lägst koktryck ta ut ett summakondensat.

4. PROGRAMBESKRIVNING

EVAP är uppbyggt av en mängd olika rutiner. I programpaketet finns exempelvis rutiner för beräkning av energi- och materialbalanser för värmeväxlare, indunstare och flashtankar. Genom att låta ett huvudprogram administrera en grupp av rutiner kan värmeväxlartåg, värmegenomgångskoefficienter eller kompletta anläggningar beräknas. Nedan kommer beräkningen av kompletta anläggningar att behandlas.

Vid beräkningarna används förutom indata en rad fysikaliska storheter, exempelvis entalpi, värmekapacitivet och värmekonduktivitet. Dessa storheter ligger i EVAP lagrade som FUNCTION-underprogram. De fysikaliska storheterna för vätskan som uppkoncentreras är funktioner av temperatur och torrhalt. För mättad ånga är de fysikaliska storheterna funktioner av temperaturen samt för överhettad ånga funktioner av tryck och temperatur. Beroende på vilken lösning som skall uppkoncentreras och inom vilket temperaturintervall anläggningen arbetar kan användaren generera egna FUNCTION-underprogram som används vid beräkningarna.

Principiellt flödesschema för datorprogrammet återfinns i figur 2. Exekveringen av EVAP inleds med inläsning av erforderliga värden för att beskriva det aktuella beräkningsfallet. De inlästa värdena beskriver anläggningens geometri samt vissa storheter för in- och utgående strömmar. Efter inläsningen görs ett antal kontroller av att de inmatade värdena beskriver en fungerande anläggning beträffande kopplingen mellan apparaterna och att de inlästa storheterna för in- och utgående strömmar är rimliga. Upptäcks fel i de inlästa värdena skrivs en diagnos ut vilken talar om vilken inläst storhet som är felaktig varefter exekveringen avbryts.

Med utgångspunkt från de inlästa värdena ansätts startvärden för vätske- och ångströmmarna i anläggningen. Energi- och materialbalanser för indunstare, värmeväxlare och flashtankar genomräknas. Till följd av att sammankopplingen på vätskesidan kan ske motströms och genomräkningen sker medströms erfordras i vissa fall flera genomräkningar av anläggningen innan stationära tillstånd uppnås. När flödena i anläggningen har stabiliserats kontrolleras om anläggningen uppfyller de givna kraven på torrhalt och/eller kondensortemperatur. Det erhållna felet hos de ovan givna teststorheterna används för att korrigera ångmängden till anläggningen. För de beräkningsfall där ej värmegenomgångskoefficienterna för indunstarna utgör

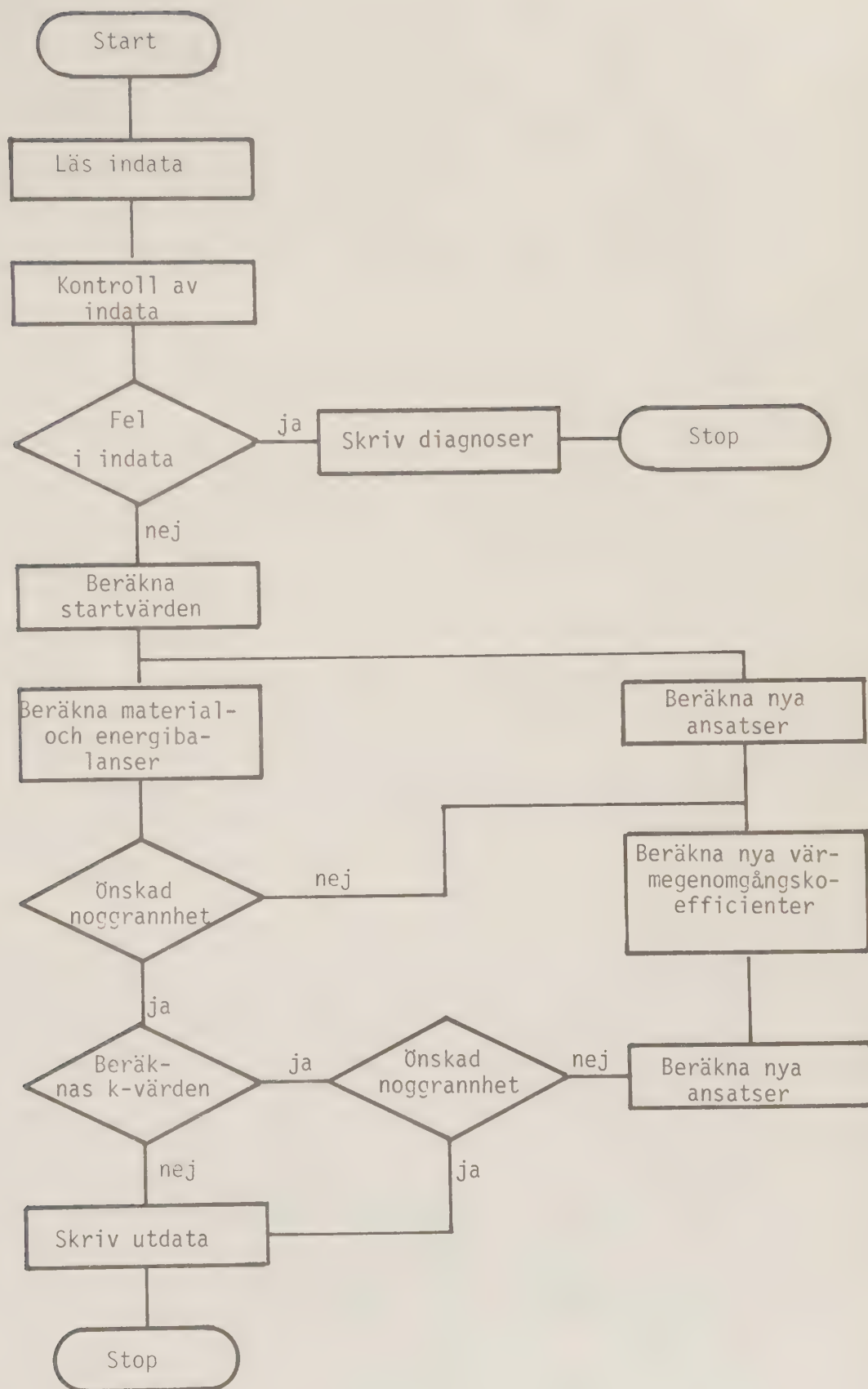


Fig 2 Principiellt flödesschema för datorprogrammet

indata sker beräkningen av energi- och materialbalanserna och värmegenomgångskoefficienterna växelvis. Vid beräkningarna av värmegenomgångskoefficienterna sker samtidigt en uppdatering av strömmarna i anläggningen (flöde, temperatur, torrhalt). När felet för teststorheterna blir tillräckligt litet och värmegenomgångskoefficienterna har antagit konstanta värden avbryts beräkningarna och resultatet skrivs ut. Resultatutskriften innehåller förklarande text för att underlätta tolkningen av de utmatade storheterna.

4.1 Material och energibalanser indunstare

Beräkningen av ång- och vätskeströmmarna i anläggningen sker i EVAP iterativt. Beräkningarna sker med stigande ordningsnummer. Detta medför att på ångsidan endast ångströmmen till den första indunstaren i respektive linje är obekant. Innan beräkningen av material- och energibalanserna för indunstarna startar görs en ansats av ångströmmarna till 1:a apparaterna i respektive linje. För indunstarna beräknas utgående ång- och vätskeström samt kondensatströmmen med hjälp av ingående ång- och vätskeström samt värmegenomgångskoefficienten i värmeytan. De använda sambanden återfinns i bilaga 1:1. På vätskesidan kan anläggningen vara godtyckligt kopplad. Detta gör att vätskeströmmarna kommer att uppdateras vid genomräkningen. Är anläggningen kopplad motströms erfordras flera genomräkningar innan stationärt tillstånd uppnås för den ansatta ångmängden.

Finns det flera linjer i anläggningen sker en uppdelning av värmeången mellan den apparaten i första linjen och första apparaten i de andra linjerna vilka skall ha samma kondenseringstemperatur. Uppdelningen av värmeången sker iterativt så att samma mättningstemperatur hos den avkokade ången uppnås från den apparat i 1:a linjen som skall ha samma koktemperatur som den sista apparaten i de övriga linjerna. Ansatsen av ångmängden mellan de parallellkopplade linjerna sker efter varje genomräkning av energi- och materialbalanserna. Genomräkningen av anläggningen med de aktuella värmegenomgångskoefficienterna fortsätter tills de inmatade kraven är uppfyllda. Efter genomräkningen av indunstarna fortsätter beräkningarna för värmeväxlare och flashtankar.

4.2 Värmeväxlare och flashtankar

Som värmande medium i värmeväxlarna kan användas kondensat eller ånga. Valet av värmande medium kan göras så att en del av anläggningens värme-

växlare använder ånga och de resterande använder kondensat. Värmeväxlarna kan kopplas samman till värmeväxlartåg. Beräkningen av värmeväxlarna sker efter stigande ordningsnummer. Efter genomräkningen kontrolleras för de värmeväxlare som värmer samma vätskeström i anläggningen att temperaturprofilen över värmeväxlarna är kontinuerlig. Genomräkningen av värmeväxlarna fortsätter tills en kontinuerlig temperaturprofil för värmeväxlartåget uppnås. I bilaga 1:1 återfinns sambanden som används vid beräkningen av energi- och materialbalanserna för anläggningens värmeväxlare.

Efter genomräkningen av indunstarna och värmeväxlarna följer beräkningen av material- och energibalanser för anläggningens flashtankar. Till varje indunstare kan kopplas en flashtank i vilken kondensat från den indunstare till vilken tanken är kopplad samt externt kondensat och kondensat från flashtanken med en enhet lägre ordningsnummer expanderas. De ingående strömmarna till tanken är kända. Med utgångspunkt från sambanden i bilaga 1:1 beräknas de utgående strömmarna.

4.3 Ångkompression

I EVAP kan ångkompression ske med hjälp av ejektor (ångstrålepump) eller kompressor. Vid ångkompression höjs den avkokade ångans tryck så att den kan användas som värmande medium i den apparat där ångan genererats eller en apparat med högre tryck.

Vid beräkningarna av en ejektor är kvoten mellan driv- och sugångflödet beroende av kompressionsförhållandet (kvoten mellan bland- och sugångans tryck) och expansionsförhållandet (kvoten mellan driv- och sugångans tryck). För att få en god ångekonomi vid termokompression eftersträvas ett litet drivångflöde och ett stort sugångflöde. Detta uppnås om expansionsförhållandet är stort och kompressionsförhållandet är litet. I EVAP används en funktion som beskriver sambandet mellan kvoten av driv- och sugångflödet och expansions- och kompressionsförhållandet. Denna funktion ligger som FUNCTION-underprogram och kan bytas av användaren. Med utgångspunkt från kvoten mellan driv- och sugångflödet för den aktuella ejektorn löses energi- och materialbalansen för ejektorn med hjälp av sambanden i bilaga 1:2.

Vid beräkningen av den erforderliga effekten för en kompressor är den isentropiska verkningsgraden av vital betydelse. Verkningsgraden är beroende av en rad faktorer exempelvis kompressortyp, tryck och medium. Med hjälp av den isentropa verkningsgraden för den aktuella kompressorn och

fysikaliska storheter för ångan beräknas den erforderliga effekten. I bilaga 1:2 återfinns de samband som tillsammans med de fysikaliska storheterna ligger till grund för beräkningarna av energi- och materialbalanser för kompressorn.

4.4 Anläggningens konvergens

Enligt vad som tidigare framkommit sker beräkningen med EVAP av en anläggning iterativt. Vid beräkningarna söks ett färskångflöde till anläggningen så att en given produkttorrhalt eller kondensortemperatur uppnås. Används ångkompression i anläggningen söks antingen den inmatade effekten till kompressorn eller drivångflödet till ejektorn så att en given torrhalt uppnås hos vätskan när den lämnar sista apparaten över vilken ångkompressionen sker. Är färskångmängden given vid ångkompression söks den inmatade effekten till kompressorn eller drivångmängden till ejektorn så att en given produkttorrhalt eller kondensortemperatur uppnås.

För parallellkopplade apparater sker en uppdelning av värmeångan så att den genererade ångan i de apparater som har det högsta ordningsnumret i respektive linje i parallellkopplingen får samma mättnadstemperatur. För en anläggning med parallellkoppling och ångkompression sker iterationerna på tre nivåer för att uppnå samma koktemperatur i slutet av parallellkopplingen, en given torrhalt för ångkompression samt en given produkttorrhalt eller kondensortemperaturen. För parallellkopplingen korrigeras ångflödet till de olika linjerna med hjälp av felet mellan medeltemperaturfallet över parallellkopplingen och temperaturfallet över den parallellkopplade delen i respektive linje. Ångflödet från ångkompressionen modifieras med hjälp av den uppnådda torrhalten, den önskade torrhalten och den ingående torrhalten. Iterationen av koktemperaturen hos de parallellkopplade apparaterna och ångflödet vid ångkompression sker till dess stationaritet och det givna kravet på torrhalt uppnås varefter ett nytt färskångflöde ansätts. Färskångflödet modifieras med hjälp av differensen mellan det erhållna och det givna värdet för produkttorrhalt eller kondensortemperatur. Det nya färskångflödet fås med hjälp av iterationsmetoden regula falsi (3).

5. VÄRMEGENOMGÅNGSKOEFFICIENTEN

Vid beräkningen av indunstningsanläggningar är värme genomgångskoefficienterna av vital betydelse. Utan relevanta värme genomgångskoefficienter är det omöjligt att uppskatta hur stor värmeyta som åtgår i respektive indunstare i anläggningen. Värme genomgångskoefficienterna påverkas av bl a värme- och vätskebelastning, torrhalt och temperatur. Detta medför att en ändring av värmeytan vilken medför en ändring av värme- och vätskebelastningen kommer att påverka värme genomgångskoefficienten.

Användes ångkompression i anläggningen eftersträvas en liten temperaturdifferens, i de indunstare över vilken kompression sker, för att få ett bra utbyte av den energi som tillföres vid kompressionen. Sänkningen av temperaturdifferensen sker genom utbyggnad av värmeytan. Den erforderliga ytan är en viktig faktor vid bedömningen av anläggningens ekonomi vid sidan av värmebehovet.

Vid dimensionering av en indunstningsanläggning används ofta värme genomgångskoefficienter som erhållits vid mätningar. Dessa värme genomgångskoefficienter är användbara för indunstare av samma typ vilka arbetar under samma betingelser som de för vilka mätningarna är gjorda. Detta medför en begränsning vid användandet av uppmätta värme genomgångskoefficienter. Vid ångkompression kommer driftbetingelserna i indunstarna att avvika från driftbetingelserna i en traditionell anläggning. I EVAP finns möjligheten att med hjälp av i litteraturen publicerade korrelationer för värmeöverföring och tryckfall beräkna värme genomgångskoefficienten för stigfilm i tuber och fallfilm på plattor.

5.1 Värmeöverföringszoner vid kokning i tuber

Vid kokning av en vätska i en kanal fås olika flödesregimer beroende på tryck, gashastighet och ånghalten. Flödesregimerna beskrivs något olika av olika författare. Vid kokning i en vertikal tub förekommer enligt Collier (4) följande flödesregimer (fig 3) enfas vätskeflöde, bubbelflöde, pluggflöde, annulärflöde, droppflöde samt enfas gasflöde. De två sistnämnda regimerna är av intresse vid en totalförångning av vätskan, vilken i en indunstare skulle ge en kraftig påbränning på värmeytan.

Värmeöverföringen i tubens nedre del är enfas konvektiv. När väggtemperaturen uppnått en viss överhettning relaterad till vätskans mättnadstempe-

ratur startar blåskokningen. Kokningen är underkyld när bulktemperaturen är mindre än vätskans mättnadstemperatur för att övergå till mättad kokning när bulktemperaturen blir lika med mättnadstemperaturen. Den överhettning som erfordras för att underkyld kokning skall uppstå är beroende av värmeytans ytstruktur. I en indunstare fås beläggningar på värmeytan vilka påverkar ytstrukturen och således den erforderliga överhettningen. Vidare medför en låg värmebelastning en begränsning av förutsättningarna för underkyld kokning. I detta arbete har inverkan av underkyld kokning vid beräkningarna av värmegenomgångskoefficienten försumrats.

Allteftersom ångmängden ökar bildas så småningom en ångkanal i tubens mitt och vätskan bildar en film längs väggen. Värmeöverföringen i denna zon är tvåfas konvektiv. Övergången från blåskokning till tvåfas konvektiv värmeöverföring sker gradvis och zonerna namnges efter den värmeöverföringsmekanism som är den dominerande.

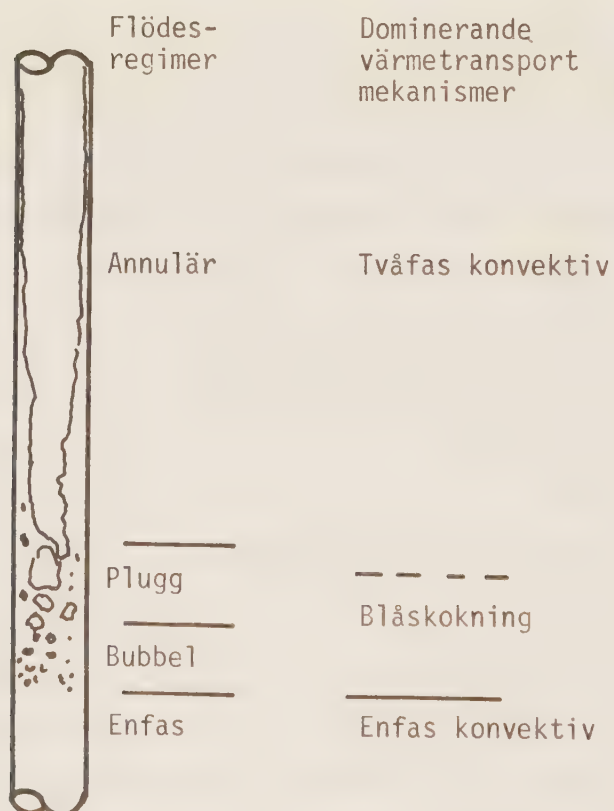


Fig 3 Flödesregimer och värmetransportmekanismer

5.2 Värmeöverföringskorrelationer i tuber

I en indunstare är i en del fall den inkommande vätskan ej kokvarm varvid en sk förvärmningszon erhålles. Värmeöverföringen i förvärmningszonen styrs av laminär eller turbulent påtvingad konvektion i samverkan med fri konvektion.

För det laminära fallet har Martinelli m fl (5) framtagit ett samband för värmeöverföringen i tuber baserat på mätningar från olika källor i intervallet $5 < Re < 2700$. Dodd (6) har överfört sambandet från att gälla för aritmetrisk till logaritmisk temperaturdifferens. För värmning av uppåtströmmande vätska i ett vertikalt rör fås följande samband

$$\overline{Nu} = 1.75 \left[Gz + 0.0722 F_2 (Gr_w \cdot Pr_w \frac{d}{L})^{0.84} \right]^{1/3} \quad (1)$$

För funktionen F_2 har Dodd framtagit följande samband

$$F_2 = \exp \left(- \frac{A}{2.043} + \frac{A^2}{59.09} + \frac{A^3}{2431} - \frac{A^4}{24210} \right) \quad (2)$$

där $A = \pi Nu / Gz$

För påtvingad konvektion i övergångs- och turbulenta området har Hausen (7) föreslagit följande samband

$$\overline{Nu} = 0.116 (Re^{2/3} - 125) Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{\mu_B}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3)$$

För fri konvektion i det turbulenta området har Alferov m fl (8) föreslagit

$$Nu = 0.135 (Gr \cdot Pr)^{1/3} \quad (4)$$

Författarna redovisar ett grafiskt samband för sammanvägningen av de båda mekanismerna.

Värmeöverföringen vid kokning är beroende av en rad parametrar, exempelvis vätske- och ånghastighet, ånghalt, värmebelastning och koktemperatur. I litteraturen finns en rad samband för värmeöverföringen vid kokning av vilka en del återfinns i monografier (4, 9, 10).

Chen (11) har framtagit en korrelation för kokning av vätskor vid påtvingad strömning. Korrelationen grundar sig på ett postulat att värmeöverföringen sker enligt två additiva mekanismer. Inverkan av de båda mekanismerna på värmeöverföringen korreleras med hjälp av två dimensionslösa funktioner. F-funktionen, vilken beskriver ett effektivt tvåfas Reynolds' tal och S-funktionen, vilken beskriver undertryckningen av bubbeltillväxten. Den totala värmeöverföringskoefficienten utgörs av summan av den mikro- och makrokonvektiva delen.

$$\alpha = \alpha_{\text{mik}} + \alpha_{\text{mak}} \quad (5)$$

$$\alpha_{\text{mik}} = 0.00122 \left[\frac{\lambda_{\ell}^{0.79} c_{p\ell}^{0.45} \rho_{\ell}^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_{\ell}^{0.29} r^{0.24} \rho_v^{0.24}} \right] \Delta T_{\text{sat}}^{0.24} \cdot \Delta p^{0.75} \cdot S \quad (6)$$

$$\alpha_{\text{mak}} = 0.023 \text{Re}_{\ell}^{0.8} \cdot \text{Pr}_{\ell}^{0.4} \cdot \left(\frac{\lambda_{\ell}}{d} \right) \cdot F \quad (7)$$

Den mikrokonvektiva delen (α_{mik}) kommer från Foster och Zuber's (12) korrelation för värmeöverföring vid poolboiling, vilken modifieras med hjälp av en S-funktion för att gälla för fallet med påtvingad strömning. Den makrokonvektiva delen (α_{mak}) är Dittus-Boelters ekvation för enfass värmeöverföring, vilken modifierats med hjälp av en F-funktion. S-funktionen, vilken definieras som kvoten mellan effektiva överhettningen och väggens överhettning är en funktion av Reynolds tal. F-funktionen vilken definieras enligt

$$F \equiv (\text{Re}_{\text{TP}}/\text{Re}_{\ell})^{0.8} \quad (8)$$

och har den inverterade Martinelli-parametern X_{tt} som oberoende variabel.

$$\frac{1}{X_{\text{tt}}} = \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_{\ell}}{\rho_v} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_v}{\mu_{\ell}} \right)^{0.1} \quad (9)$$

Dengler och Addoms (13) har tagit fram ett samband för värmeöverföringen vid kokning av en vätska med påtvingad strömning i en vertikal tub. Korrelationen utgår från enfass konvektiv värmeöverföring för vilken gäller

$$\alpha_{\ell 0} = 0.023 \text{Re}_{\ell 0}^{0.8} \cdot \text{Pr}_{\ell}^{0.4} \cdot \frac{\lambda_{\ell}}{d} \quad (10)$$

Värmeöverföringen vid två-fas strömning fås med hjälp av Martinelli-parametern

$$\frac{\alpha}{\alpha_{\ell 0}} = B \cdot 3.5 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.5} \quad (11)$$

B har införts för att täcka in de fall när blåskokning förekommer. B är en empiriskt framtagen faktor och används endast när $B > 1$.

$$B = 0.67 \left[\Delta T - 7.9 \left(\frac{G(1-x)}{\rho_{\ell} R_L} \right)^{0.3} \cdot \frac{\delta P}{\delta T_{sat}} \cdot \frac{d}{\sigma} \right]^{0.1} \quad (12)$$

Schrock och Grossman (14) har framtagit en korrelation för vatten i vertikala tuber, vilken täcker områdena med blåskokning och påtvingad konvektiv två-fas värmeöverföring. Korrelationen utgår från Dittus-Boelters samband för turbulent påtvingad konvektion

$$\alpha_{\ell} = 0.023 \frac{\lambda}{d} Re_{\ell}^{0.8} \cdot Pr_{\ell}^{1/3} \quad (13)$$

Två-fas värmeöverföringskoefficienten fås genom modifikation med hjälp av Martinelli-parametern X_{tt} och koktalet Bo enligt

$$\frac{h}{h_{\ell}} = \gamma \left[Bo + m \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^n \right] \quad (14)$$

där

$$Bo = \frac{q}{Gr} \quad (15)$$

Enligt Schrock och Grossman har konstanterna följande värden.

$$\gamma = 7.39 \cdot 10^3 \quad m = 1.5 \cdot 10^{-4} \quad \text{och} \quad n = 0.66$$

Emellertid har Collier med flera (15) funnit bättre överensstämmelse med sina data om de modifierade värdena framtagna av Wright (16) användes

$$\gamma = 6.70 \cdot 10^3 \quad m = 3.5 \cdot 10^{-4} \quad \text{och} \quad n = 0.66$$

5.3 Värmeöverföringskorrelationer för fallande filmer

Vid kondenseringen av ånga på tubens utsida bildas en kondensatfilm. Värmeöverföringen vid förångning från och kondensering på en fallande film

sker enligt samma mekanismer under förutsättning att värmebelastningen vid förångningen ej är så stor att ångblåsor uppstår. Detta medför att samma korrelationer kan användas på kondenseringssidan och koxsidan i en fall-filmsindunstare.

För att uppskatta värmeöverföringen i fallande filmer har Chun och Seban (17) föreslagit följande samband.

Laminära området

$$\alpha = \left(\frac{\lambda^3 g \rho^2}{3\mu} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\Gamma}{\mu} \right)^{-1/3} \quad (16)$$

Vågglaminära området

$$\alpha = 0.606 \left(\frac{\lambda^3 g \rho^2}{\mu} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\Gamma}{\mu} \right)^{-0.22} \quad (17)$$

Turbulenta området

$$\alpha = 6.61 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\lambda^3 g \rho^2}{\mu} \right)^{1/3} \cdot Pr^{0.65} \cdot \left(\frac{\Gamma}{\mu} \right)^{0.4} \quad (18)$$

Övergången från det laminära till det våglaminära området antas ske vid

$$\left(\frac{\Gamma}{\mu} \right) = 0.61 \left(\frac{\mu^4 g}{\rho \sigma} \right)^{-1/11} \quad (19)$$

och övergången från det våglaminära till det turbulenta området antas ske i skärning mellan ekv 17 och 18 för vilken fås

$$\left(\frac{\Gamma}{\mu} \right) = 1450 Pr^{-1.06} \quad (20)$$

Vid en jämförelse (18) mellan beräknade och uppmätta värmegenomgångskoefficienter erhålls en bättre överensstämmelse i det turbulenta området i fall Chun & Sebens samband utbyts mot ett samband framtaget av Narayanamurthy & Sarma (19)

$$\alpha = 19.6 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\lambda^3 g \rho^2}{\mu} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\Gamma}{\mu} \right)^{1/3} \cdot Pr^{1/3} \quad (21)$$

Antas att övergången från det våglaminära till det turbulenta området sker

i skärningspunkten mellan resp samband fås för övergången följande samband

$$\left(\frac{\Gamma}{\mu}\right) = 512 \cdot Pr^{-0.6} \quad (22)$$

5.4 Tryckgradienten i tuber

I de flesta samband för beräkning av värmeövergångskoefficienten ingår vätskeflödet som oberoende storhet. I en självkirkulationsapparat är vätskeflödet beroende av tryckfallet i cirkulationskretsen och påverkar således värmegenomgångskoefficienten. Vid beräkningarna av värmegenomgångskoefficienten i detta arbete utgör vätskeflödet indata i modellen vilket medför att tryckfallet endast påverkar temperaturprofilen och således ej har samma inverkan på värmegenomgångskoefficienten som i en indunstare med självkirkulation. Detta gör att tryckgradienten kan beräknas med en enkel modell.

För bestämning av tryckgradienten vid enfasströmning används för tryckgradienten orsakad av friktion

$$\frac{dp}{dz} = 2f \frac{G^2}{\rho d} \quad (23)$$

friktionsfaktorn f fås vid laminärt flöde, enligt

$$f = 16/Re \quad (24)$$

och vid turbulent flöde sambandet (20)

$$f = 0.046 Re^{-0.2} \quad (25)$$

Det gravimetriska tryckfallet bestäms enligt

$$\frac{dp}{dz} = \rho \cdot g \quad (26)$$

Det totala tryckfallet vid enfasströmning utgörs av summan av friktionstryckfallet och det gravimetriska tryckfallet.

Den lokala tryckgradienten vid kokning beräknas m h a en separatflödesmodell enligt Collier (4) med följande förutsättningar.

1. Konstant men olika hastighet hos vätske- och gasfas.
2. Termodynamisk jämvikt mellan faserna.
3. Användning av empiriska korrelationer för att relatera tvåfasfriktions multiplikatorn (ϕ_L^2) och hålrumsfractionen (void) (R_G) till systemets oberoende variabler.

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{\frac{2f_L \cdot G^2 (1-x)^2 v_L}{d} \phi_L^2 + G^2 \frac{dx}{dz} \left[\frac{2xv_g}{R_G} - \frac{2(1-x)v_L}{R_L} + \left(\frac{\partial R_G}{\partial x} \right)_P \cdot A' \right] + g(\rho_g \cdot R_G + \rho_L \cdot R_L)}{1 + G^2 \left[\frac{x^2}{R_G} \cdot \left(\frac{dv_g}{dP} \right) + \left(\frac{\partial R_G}{\partial P} \right)_x \cdot A' \right]} \quad (27)$$

$$A' = \frac{(1-x)^2 v_L}{R_L^2} - \frac{x^2 v_g}{R_G^2}$$

Tvåfasfriktionsmultiplikatorn definieras enligt Lockhart-Martinelli (20)

$$\phi_L^2 = \frac{\left(\frac{dp}{dz} \right)_{TP}}{\left(\frac{dp}{dz} \right)_L} \quad (28)$$

där $(dp/dz)_{TP}$ är friktionstryck gradienten vid tvåfasströmning och $(dp/dz)_L$ är friktionstryck gradienten när vätskedelen strömmar ensam i kanalen.

Lockhart-Martinelli bestämde tvåfasfriktionsmultiplikatorn ϕ_L och hålrumsfraction R_G och vätskefraktion R_L ($R_L = 1 - R_G$) som funktion av Martinelli-parametern X vilken definieras enligt

$$X^2 = \frac{\left(\frac{dp}{dz} \right)_L}{\left(\frac{dp}{dz} \right)_G} \quad (29)$$

vilken för fallet med turbulent strömning kan skrivas

$$X^2 = \left(\frac{W_L}{W_G} \right)^{1.8} \cdot \frac{\rho_g}{\rho_L} \left(\frac{\mu_L}{\mu_g} \right)^{0.2} \quad (30)$$

5.5 Modell för värmegenomgångskoefficienten

Värmeöverföringen i en indunstaress värmekropp styrs av tre värmetransportmekanismer - kondensering av ånga, värmeledning genom väggen och kokning i strömmande vätska. Värmetransporten på kondenserings- och koksidan är beroende av respektive mediers fysikaliska data och påverkas av impulstransporten mellan faserna på respektive sida. De flesta storheter som används vid beräkningarna är beroende av värmekroppens längdkoordinat, vilket medför att det är lämpligt att dela upp värmeytans längd i strömningsriktningen i ett antal differentiella inkrement. I varje inkrement kan approximativt alla fysikaliska storheter betraktas som konstanta.

Vid beräkningarna är flöde och temperatur kända för inkommande ånga och vätska samt inkommande vätskans torrhalt och indunstarens geometri. Genom antagandet att hela ångflödet kondenserar i indunstaren är det möjligt att bestämma vätskebelastningen på kondenseringssidan vid värmeytans nedre del. I varje inkrement kondenserar en konstant andel av det totala ångflödet, vilket medför att vätskebelastningen kan beräknas i respektive inkrements mitt.

På koksidan fås för fallet utan recirkulation vätskeflödet, vätskans temperatur och torrhalt vid inträdet i värmekroppen från indata. Förekommer recirkulation fås vätskeflödet, vätskans temperatur och torrhalt ur material- och energibalans för sammanblandning av inkommande vätska med en del av den utgående produkten. Vid vätskans inträde i värmekroppen sker en avångning för fallet när vätskans temperatur är högre än mättnadstemperaturen och en förvärmning när vätskans temperatur är lägre än mättnadstemperaturen.

I varje inkrements mitt m a p kondensatmängden beräknas värmeövergångskoefficienten på kondenseringssidan och koksidan. Vid beräkningarna, vilka sker iterativt, bestäms temperaturerna på väggens bägge sidor så att ett konstant värme flöde erhålls genom de olika termiska motstånden. Tryckgradienten i inkrementet beräknas med utgångspunkt från ånghalten i inkrementets mitt. Ånghalten och inkrementets längd fås ur energibalans.

Efter genomräkning av samtliga inkrement beräknas summan av inkrementlängderna, vilken testats mot värmeytans givna längd. Om differensen är större än det tillåtna felet justeras nivån hos temperaturprofilen på vätskesidan varefter inkrementen ånyo genomräknas. När en temperaturprofil på vätske-

sidan fås så att skillnaden mellan summan av inkrementlängderna avviker mindre än det tillåtna felet från värmeytans givna längd avslutas iterationerna och värmegenomgångskoefficienten beräknas baserad på temperaturdifferensen mellan ångans kondenseringstemperatur och vätskans temperatur när den lämnar värmeytan.

6. AVSLUTNING

EVAP har utvecklats på en UNIVAC 1108 vid Lunds Datacentral. Programmet är skrivet i Fortran V och omfattar ca 2500 kortbilder. Dess absolutkod kräver ca 28000 decimala ord minne i en Univac 1100/80. För simuleringen av en 5-effektsanläggning med ångkompression, varvid värmegenomgångskoefficienterna beräknas, åtgår ca 20s CPU-tid.

Rutinerna för beräkning av värmegenomgångskoefficienten har använts för simuleringen av en klenstubsindunstare (21). För tubdiameter 5 mm och tublängden 0.75 m erhöles en underskattning av värmegenomgångskoefficienten med 0-10% samt en överskattning av tryckfallet med ca 10%.

Programmet har vidare använts vid en undersökning av möjligheterna att använda ångkompression i en indunstningsanläggning vid ett sockerbruk. Med utgångspunkt från resultaten vid simuleringarna genomfördes en kostnadsuppskattning för de olika alternativen (22).

Kostnaden för en indunstningsanläggning kan delas upp i driftskostnader och kapitalkostnader. För en flerstegsanläggning utgör kostnaden för ånga en stor del av driftskostnaden medan denna består till en stor del av kostnaden för el vid mekanisk ångkompression. Detta medför att prisrelationen mellan ånga och el har inverkan vid en jämförelse mellan flerstegsanläggning och en anläggning med mekanisk ångkompression. För båda anläggningarna påverkas kapitalkostnaden av värmeytans storlek, samt i det senare fallet tillkommer kostnaden för kompressorn. Värmeytans storlek är beroende av värmegenomgångskoefficienten. Denna påverkar även energibehovet i en anläggning med ångkompression. Detta medför att i en anläggning med ångkompression påverkar värmegenomgångskoefficienten både drifts- och kapitalkostnader. Med hjälp av modellerna för beräkning av värmegenomgångskoefficienten i EVAP är det möjligt att uppskatta hur olika driftsbetingelser påverkar värmegenomgångskoefficienten vilken har stor betydelse vid en kostnadsjämförelse mellan en flerstegsanläggning och en anläggning med ångkompression.

Beteckningar

C_p	värmekapacivitet	J/kg K
d	diameter	m
f	friktionsfaktor	
G	specifikt massflöde	kg/m ² s
g	tyngdacceleration	m/s
L	längd	m
P	tryck	N/m ²
R_G	hålrumsfraktion (void)	
R_L	vätskefraktion ($R_L = 1 - R_G$)	
r	ångbildningsentalpitet	J/kg
T	temperatur	K
v	volymitet	m ³ /kg
W	massflöde	kg/s
X	Martinelli-parametern	
x	ånghalt	
z	längdkoordinat	m
Bo	koktalet $\frac{q}{Gr}$	
Nu	Nusselts tal $\frac{\alpha}{\lambda d}$	
Gr	Grashofs tal $\frac{d^3 g \rho^2 \beta \Delta T}{\mu^2}$	
Gz	Graetz tal $\frac{\pi d}{4L} Re \cdot Pr$	
Pr	Prandtls tal $\frac{C_p \mu}{\lambda}$	
Re	Reynolds' tal $\frac{Gd}{\mu}$ eller $\frac{4\Gamma}{\mu}$	
α	värmeövergångskoefficienten	W/m ² K
β	expansionskoefficienten	K ⁻¹
Γ	filmbelastning	kg/m s

λ	värmeledning	W/m K
μ	dynamisk viskositet	kg/m s
ρ	densitet	kg/m ³
σ	ytspänning	N/m
ϕ_L	tvåfasmultiplikator baserad på vätskeflödet	

Index

B	bulk
ℓ	vätska
ℓ_0	hela flödet antas vara vätska
TP	tvåfas
V	ånga
w	vägg

Bilaga 1

A	area	m ²
$\bar{C}_{px}$	medelvärde av värmekapaciteten	J/kg K
F_{xx}	flöde	kg/s
Hx	entalpi	J/kg
k	värmeöverföringskoefficient	J/m ² K
Px	tryck	N/m ²
r	ångbildningsvärme	J/kg
Sx	entropi	J/kg K
Txx	temperatur	K
Xx	torrhalt	
W	effektbehov	W
η_k	kompressorns verkningsgrad	

REFERENSER

1. Bolmstedt, U., Jernqvist, Å.
Computer Aided Design 8, No 3, 141 (1976)
2. Gudmundson, C.
Svensk Papperstidning 75, No 19, 773, No 22, 901 (1972)
3. Björck, Å., Dahlquist, G., Numeriska metoder
AB CWK Gleerup Bokförlag, Lund (1969)
4. Collier, J.C., Convectiv Boiling and Condensation
McGraw - Hill, London (1972)
5. Martinelli, R.C., Southwell, C.J., Alves, G., Craig, E.B., Weinberg, E.B.,
Lansing, N.F., Boelter, L.M.K.
AIChE 38, 493 (1942)
6. Dodd, R.
Trans. I. Chem. E. 55, 223 (1977)
7. Hansen, H., Z. V.D.I. Beih. Verfarenstech no 4, 91 (1943) återges i
Eckert, E.R.G., Drake, R.M., Heat and Mass Transfer
McGraw - Hill (1959)
8. Alferov, N.S., Balunov, B.F., Rybin, R.A.
Heat Transfer Soviet Res 10, No 4, 35, (1978)
9. Butterworth, D., Hewitt, G.F., Two-Phase Flow and Heat Transfer
Oxford University Press, Oxford (1977)
10. Tong, L.S., Boiling Heat Transfer and Two-Phase Flow
John Wiley & Sons, New York (1965)
11. Chen, J.C.
Ind. & Eng. Chem. Proc. Des. Dev. 5, 322, (1966)
12. Forster, H.K., Zuber, N.
A.I.Ch.E. Journal 1, No 4, 531 (1955)
13. Dengler, C.E., Addoms, J.N.
Chem. Eng. Prog. Symp. Ser. 52, No 18, 95 (1956)

14. Schrock, V.E., Grossman
Nuc. Sci. Eng. 12, 474 (1962)
15. Collier, J.G., Pulling, J.N., AERE-R3809 (1962) återges i ref 4.
16. Wright, R.M., UCRL-9744 (1961) återges i ref 4.
17. Chun, K.R., Seban
J. Heat Transfer, Trans. ASME, 94, No 4, 432 (1972)
18. Ragnarsson, S., Experimentell undersökning av en indunstningsanläggning med ångkompression.
Rapport LUTKDH/(TKKA-3008)(1980) Avd. Kem. App. Tekn. Tekniska Högskolan i Lund
19. Narayanamurthy, V., Sarma, P.K.
Can. Jour. Chem. Eng. 55, 732 (1977)
20. Lockhart, R.W., Martinelli
Chem. Eng. Prog. 45, No 1 39 (1949)
21. Persson, L., Klentubsindunstaren - en experimentell och teoretisk undersökning
Rapport LUTKDH/(TKKA-3002) (1978) Avd. Kem. App. Tekn. Tekniska Högskolan i Lund
22. Ragnarsson, S., Wimmerstedt, R., Energibesparingsalternativ vid indunstning i ett sockerbruk
Rapport LUTKDH/(TKKA-3003) (1978) Avd. Kem. App. Tekn. Tekniska Högskolan i Lund

BILAGA

INDUNSTARE

Materialbalans

$$FI = FU + FV$$

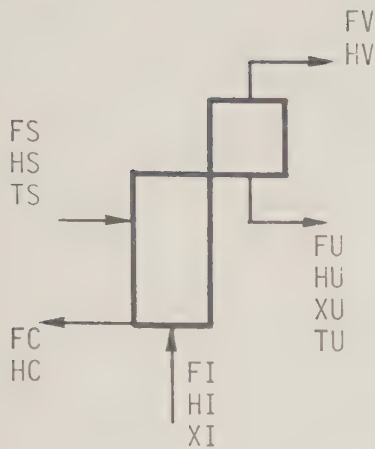
$$FS = FC$$

$$FI \cdot XI = FU \cdot XU$$

Energibalans

$$FS \cdot (HS - HC) + FI \cdot HI = FU \cdot HU + FV \cdot HV$$

$$FS \cdot (HS - HC) = k \cdot A \cdot (TS - TU)$$



VÄRMEVÄXLARE

Materialbalans

$$FKI = FKU$$

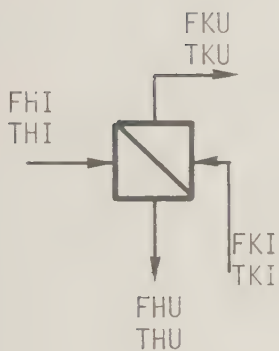
$$FHI = FHU$$

Energibalans

$$FKI \cdot \bar{C}_{pK} \cdot (TKU - TKI) = k \cdot A \cdot \Delta t_{ln}$$

$$\text{Anga } FHI \cdot r = FKI \cdot \bar{C}_{pK} \cdot (TKU - TKI)$$

$$\text{Vätska } FHI \cdot \bar{C}_{pH} \cdot (THI - THU) = FKI \cdot \bar{C}_{pK} \cdot (TKU - TKI)$$



FLASHTANK

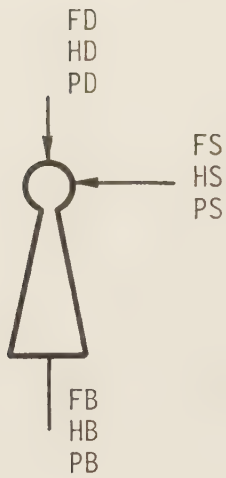
Materialbalans

$$FI = FV + FU$$

Energibalans

$$FI \cdot HI = FU \cdot HU + FV \cdot HV$$





EJEKTOR

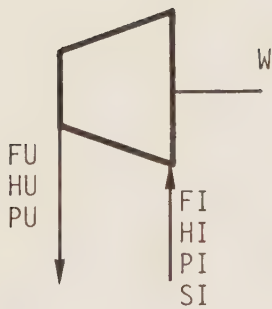
$$\frac{FD}{FS} = \phi \left(\frac{PD}{PS}, \frac{PB}{PS} \right)$$

Materialbalans

$$FB = FS + FD$$

Energibalans

$$FB \cdot HB = FS \cdot HS + FD \cdot HD$$



KOMPRESSOR

Materialbalans

$$FI = FU$$

Energibalans

$$HU = (H(SI, PU) - H(SI, PI)) / \eta_k + HI$$

$$W = FI(HU - HI)$$



KOD: LUTKDH/TKKA-3003/1-23/(1978)

ENERGIBESPARINGSALTERNATIV VID
INDUNSTNING I ETT SOCKERBRUK

SVEN RAGNARSSON

ROLAND WIMMERSTEDT

Dokumentutgivare
Kemisk Apparatteknik, LTH
Handläggare

Dokumentnamn
Report
Utgivningsdatum
January 1979

Dokumentbeteckning
EUTRDAH(TKKA-3003)
/1-22/(1978)
Ärendebeteckning

Författare
Sverl Ragnarsson
Roland Wimmerstedt

Dokumenttitel och undertitel

Energy conservation in evaporation in a sugar mill.(6)

Referat (sammandrag)

A theoretical study of some alternative lay-outs of an evaporation plant, at present working with 5 effects, in a sugar mill has been undertaken.

The calculations were performed with a computer program, EVAP, specially designed to handle even thermocompression and mechanical vapour recompression.

The most profitable alternative, resulting in a pay-off time of 2.4 years, is to apply mechanical vapour recompression to a fraction of the vapour leaving the second effect. Rebuilding the evaporation plant to 6 effects would result in the greatest energy saving but it gives a pay-off time of 4.9 years, due to a higher investment cost.

Referat skrivet av
S. Ragnarsson
Förslag till ytterligare nyckelord

Klassifikationssystem och -klass(er)

Indextermer (ange källa)

Omfång
51 pages

Språk
Swedish

Sekretessuppgifter

Dokumentet kan erhållas från
Avd för Kemisk Apparatteknik
Kemicentrum, Box 740,
S-220 07 Lund 7, Sweden

Pris

Övriga bibliografiska uppgifter

ISSN

ISBN

Mottagarens uppgifter

SAMMANFATTNING

Med utgångspunkt från en indunstningsanläggning vid ett sockerbruk har en teoretisk studie över värmeekonomin vid några alternativa anläggningar genomförts. Ursprungsanläggningen är en traditionell 5-effekts anläggning med ångavtappning från den 3:e och 4:e effekten. Vid sockerbruket finns en mottryckskraftsanläggning, vilken tillgodoser brukets elbehov. Färskångmängden till ursprungsanläggningen är större än den ångmängd som åtgår för att generera det erforderliga elbehovet, vilket medför att en del av ångan direktreduceras.

Följande alternativ har genomräknats med ett specialkonstruerat datorprogram, EVAP:

- 1) Mekanisk ångkompression över andra effekten.
- 2) Mekanisk ångkompression vid förindunstning.
- 3) Termokompression över andra effekten.
- 4) Termokompression över första effekten.
- 5) Utbyggnad från 5 till 6 effekter.

I alternativen 1-4 har den effekt över vilken ångkompressionen sker modifierats. De övriga effekterna är identiska med ursprungsanläggningens. Beräkningarna har genomförts vid produkttorrhalterna 59% och 70%.

Vid produkttorrhalten 59% är alternativ 1 enligt ovan mest intressant. Det ger en energibesparing av 5% samt en återbetalningstid utan ränta på gjorda investeringar av 4.5 år. Vid en höjning av produkttorrhalten till 70% är fortfarande alternativ 1 mest intressant. Energibesparingen blir 12% och återbetalningstiden 2.4 år. Alternativ 5 ger den största energibesparingen, 13%, men återbetalningstiden blir i detta fall 4.9 år.

INNEHALLSFÖRTECKNING

	Sid
1. Inledning	1
2. Möjliga åtgärder för att förbättra värmeekonomin	3
2.1. Utbyggnad av anläggningen från 5 till 6 effekter	3
2.2. Termokompression	3
2.3. Mekanisk ångkompression	4
2.4. Minskad ångavtappning	5
3. Minsta färskångmängd till en industningsanläggning med ångavtappning	6
4. Beräkning av industningsanläggningar	8
5. Kopplingsalternativ för att spara energi	9
6. Resultat	11
6.1. Mekanisk ångkompression	11
6.2. Termokompression	12
6.3. Konventionella 5- och 6-effektsanläggningar	13
6.4. Kommentar till ytbehov vid mekanisk ångkompression	13
7. Ekonomi	15
7.1. Investeringskostnader	15
7.2. Besparingar	16
7.3. Lönsamhet	16
8. Avslutning	19
Referenser	21
Beteckningar	22

1. INLEDNING

Sockret i sockerbetan extraheras med vatten varvid en sockerlösning innehållande ca 13 % socker erhålles. Denna sockerlösning, vilken kallas råsaft, har efter extraktionen en temperatur av ca 40°C. Råsaften innehåller förutom socker organiska och oorganiska föreningar, vilka borttages innan sockerlösningen uppkoncentreras. Under reningsproceduren uppvärms sockerlösningen med hjälp av ånga som tas från indunstningsanläggningen. Den renade sockerlösningen kallas för tunnsaft och har en temperatur av ca 90°C. Tunnsaften uppkoncentreras i en indunstningsanläggning.

Vid betsockerbruk användes vanligtvis en indunstningsanläggning, som arbetar med 5 steg på ångsidan och medströms vätskeföring. Den till anläggningen inkommande tunnsaften förvärmes till koktemperaturen i första effekten. I indunstningsanläggningen höjs sockerlösningens koncentration från ca 13 vikts-% till 55-70 vikts-%. Den utgående sockerlösningens koncentration är beroende av beläggningen på värmeytorna.

Sekundärånga från 3:e effekten används till slutkoncentrering i kokstationen samt för uppvärmning i processen. Ångan till kokstationen skall ha mättningstemperaturen 107°C. Från 4:e effekten tas sekundärånga till uppvärmning. Den avtappade ångmängden från anläggningen utgör ca 85 % av den tillförda mängden färskånga. Denna stora avtappning medför att avdrivningen endast är ca 3 kg vatten per kg färskånga.

Den i indunstningsanläggningen uppkoncentrerade sockerlösningen leds till kokstationen, där slutkoncentreringen sker och sockret kristalliseras ut.

Vid framställning av socker åtgår 30-35 kWh elenergi per ton avverkade betor till pumpar, transportanordningar m m. Vidare avdrivs ca 1 ton vatten per ton avverkade betor. Den elenergi som förbrukas i processen produceras i en mottryckskraftsanläggning. Ångan från ångpannan expanderas i turbinen till ca 4 bar, varefter den leds till indunstningsanläggningen. I vissa fall är elbehovet mindre än värmebehovet, varför en del av ångan från ångpannan direktreduceras till ett tillstånd som motsvarar tillståndet vid turbinens utlopp. Därefter matas även denna ånga till första effekten i indunstningsanläggningen.

Föreliggande arbete avser att belysa möjligheterna att spara energi vid uppkoncentreringen av sockerlösningen med hjälp av indunstning vid ett råsockerbruk. Vidare kommer torrhaltens inverkan på energiförbrukningen och möjligheterna att balansera värme- och elbehov att belysas. I bilaga 1 återfinns kopplingsschema och aktuella flöden för ursprungsanläggningen.

2. MÖJLIGA ÅTGÄRDER FÖR ATT FÖRBÄTTRA VÄRMEECONOMIN

Den ursprungliga anläggningens värmebehov kan sänkas genom att:

- 1) bygga ut anläggningen från 5 till 6 effekter.
- 2) använda termokompressor.
- 3) använda mekanisk ångkompression.
- 4) minska ångmängden till externa förbrukare.

2.1 Utbyggnad av anläggningen från 5 till 6 effekter

Ett mycket vanligt sätt att minska en industrianläggningens värmebehov är att utöka antalet effekter. För det ideala fallet medför en ökning från 5 till 6 effekter en minskning av ångförbrukningen med ca 16 %. Denna utbyggnad medför att värmeytan måste ökas med i storleksordningen 30-40 %.

2.2 Termokompression

Termokompression innebär att avkokad ånga komprimeras till så högt tryck att den kan användas som värmeånga i samma effekt. Kompressionen göres med en ejektor, varvid högtrycksånga direkt från pannan används som drivånga. Termokompression är ett sätt att utnyttja denna ångas exergiinnehåll och är ett alternativ till mottryckskraftsgenerering vid mindre anläggningar.

Vid den studerade anläggningen direktreduceras en del av ångan. Denna ånga kan alltså användas som drivånga vid termokompression.

Det till ejektorn förda drivångflödet ger en ökning av ångflödet till de efterkommande effekterna, vilket gör att ejektorn i de flesta fall monteras över den första effekten. Vid termokompression överföres föroreningar i den avkokade ångan till värmeångan. Användes kondensatet från första effekten som matarvatten kommer detta att förorenas vid termokompression över första effekten. I ett sockerbruk kommer den största delen av ångan till industrianläggningen från mottrycksturbinen. För att minska föroreningarna i matarvattnet skulle två apparater kunna användas i första effekten. Ångan från turbinen leds till ena apparaten, som får ett rent kondensat, vilket kan användas som matarvatten. Över den andra appa-

raten kopplas ejektorn. Kondensatet från denna apparat förorenas och blandas med produktkondensaten i anläggningen. Vid denna koppling behövs endast ersättningsmatarvatten för drivången till ejektorn.

Genom att montera ejektorn över den andra effekten undvikes helt förorening av matarvattnet men som tidigare sagts minskar möjligheterna till ångbesparing.

För att få en stor återföring av produktånga är det nödvändigt att kompressionsförhållandet över ejektorn är litet. Detta medför att värmeytan i den effekt över vilken ejektorn är kopplad måste utökas jämfört med motsvarande effekt i en konventionell anläggning för att få ett litet drivångflöde till ejektorn.

2.3 Mekanisk ångkompression

Mekanisk ångkompression innebär att den avkokade ångans tryck höjs med hjälp av en kompressor, så att den kan användas som värmeånga i den effekt där ången genererats eller en effekt med högre tryck. Kompressorn kan monteras i anläggningen så att all eller en del av kokången återföres. När all kokånga återföres, användes färskånga endast vid uppstart och för att täcka värmeförluster. Vidare saknas behov av kondensor till anläggningen emedan all den avkokade ången kondenseras i indunstarna.

I de fall då en del av kokången komprimeras kan kompressorn monteras över en eller flera effekter i en konventionell flerstegsanläggning. Därvid fås en anläggning där avkokningen ökas i de apparater över vilka kompressorn är kopplad. Detta medför att en minskad avkokning fås i de övriga apparaterna vid samma totalmängd avdrivet i anläggningen. Den minskade avkokningen i de apparater som inte är kopplade till kompressorn, medför att färskångbehovet till anläggningen sjunker. I en process med generering av el med hjälp av mottrycksturbin är det möjligt att utnyttja ett eventuellt överskott av elenergi för att sänka värmebehovet. I det aktuella sockerbruket direktreduceras en del av ången, vilken i stället kan ledas genom turbinen för att öka elproduktionen.

Genom att införa mekanisk ångkompression vid indunstningen ökas brukets behov av el samtidigt som värmebehovet minskas. Således är det möjligt att med hjälp av mekanisk ångkompression balansera brukets el- och värmebehov. Vidare fås en minskning av brukets totala energibehov till följd

av att exergin som går förlorad vid direktreduceringen används till en ökad elproduktion som i sin tur används för att driva kompressorn.

För att få en låg energiförbrukning vid kompressionen fordras att kompressionsförhållandet över kompressorn är litet. Mekanisk ångkompression ger liksom termokompression en ökad värmebelastning i de apparater över vilka ångkompressionen sker. En ökad värmebelastning ger en större tryckdifferens över indunstaren om värmegenomgångskoefficienten i indunstaren förblir konstant. Ökningen av värmebelastningen och nödvändigheten av en liten tryckdifferens över kompressorn medför att värmeytan måste utökas vid ångkompression.

2.4 Minskad ångavtappning

Från 3:e och 4:e effekterna tas sekundärånga för att täcka externa värmebehov. Avtappningen gör att 4:e och 5:e effekterna får kraftigt reducerade flöden av värmeånga. Färskångmängden är ca 50 % större i det idealiska fallet till följd av avtappningen vid samma avdriven mängd som i ursprungsanläggningen. Den avtappade mängden från den 3:e effekten varierar beroende på den till kokstationen inkommande sockerlösningens torrhalt. Denna koppling mellan indunstning och kokstation medför att en ökning av produkttorrhalten vid indunstningen kommer att sänka färskångförbrukningen till följd av att en del av kokstationens avdrivning, vilken sker i ett steg, kommer att flyttas till de två sista stegen i indunstningen.

Vid rening av sockerlösningen sker en stegvis uppvärmning av sockerlösningen. En utökning av värmeytan i värmeväxlarna ger en höjning av temperaturen på utgående vätska samtidigt som värmebehovet ökar. Genom att utöka värmeytan i värmeväxlarna som arbetar vid låg temperatur fås ett ökat värmebehov i dessa samtidigt som värmebehovet minskar i de värmeväxlare som arbetar vid hög temperatur för ett konstant värmebehov i värmeväxlartåget. Genom att omfördela och utöka värmeytorna i värmeväxlarna finns det möjligheter att flytta en del av ångtappningen till indunstare med lägre tryck, vilket ger ett mindre färskångbehov vid indunstningen.

3. MINSTA FÄRSKÅNGMÄNGD TILL EN INDUNSTNINGSANLÄGGNING MED ÅNGAVTAPPNING

För färskångmängden (FS) till en ideal indunstningsanläggning med ångavtappningen FSj från den j:te effektens sekundärsida gäller

$$FS = \frac{EV + \sum(N-j)FS_j}{N} \quad (1)$$

där EV är mängden avdrivet vatten, N antalet effekter. Vidare gäller att

$$FS > \sum FS_j \quad (2)$$

Ekvation 1 och 2 gäller endast för en idealiserad anläggning där mängden värmeånga till respektive effekt före avtappningen är konstant och lika med färskångmängden. Efter avtappning är mängden värmeånga lika med färskångmängden minus summan av avtappad ångmängd.

Färskångmängden till en anläggning där hänsyn tas till varierande ångbildningsvärme och till uppvärmning av vätskan fås genom material och energibalans. Nedan i figur 1 återfinns kopplingsschemat för den studerade anläggningen. Denna arbetar med 5 effekter och har medströms vätskeförlös samt avtappning av sekundärånga från 3:e och 4:e effekten.

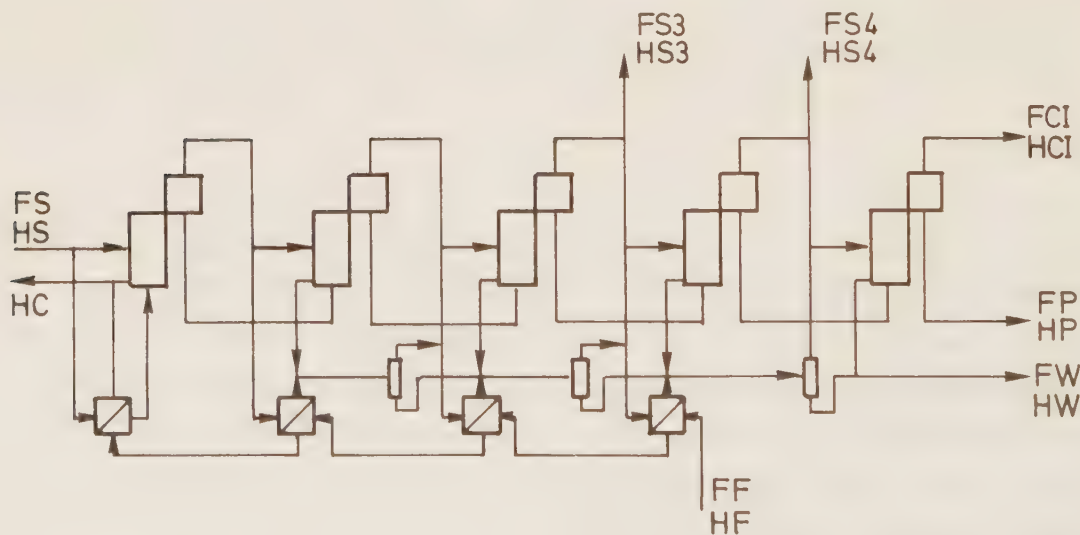


Fig 1: Kopplingsschema för ursprungsanläggning.

För anläggningen fås att

$$FF-FP = FS_3 + FS_4 + FCI + FW = EV \quad (3)$$

Således är mängden avdrivet summan av mängden avtappad ånga, ångmängden till kondensorn och mängden bildat kondensat i anläggningen när färskång-kondensatet har borträknats.

För anläggningen gäller energibalansen

$$FS(HS-HC) + FF \cdot HF - FW \cdot HW - FP \cdot HP - FCI \cdot HCI - FS3 \cdot HS3 - FS4 \cdot HS4 = 0 \quad (4)$$

Insättes (3) i energibalans (4) fås:

$$FS = \frac{FS3(HS3-HW) + FS4(HS4-HW) + FCI(HCI-HW) + FP(HP-HW) + FF(HW-HF)}{(HS-HC)} \quad (5)$$

För ursprungsanläggningen gäller att färskången kondenserar vid 139°C och att i 3:e resp 4:e effekten avtappas 10.93 kg/s resp 3.87 kg/s vid 59 % produkttorrhalt vid mättningstemperaturen 107°C resp 96°C . Vid produkttorrhalten 70 % har framräknats att avtappningarna är 8.54 kg/s resp 3.87 kg/s .

Vidare är mättningstemperaturen i sista effekten 70°C . Inkommande sockerlösningens flöde är 68.4 kg/s och har torrhalt 13 % och temperaturen 90°C . Vid insättning av entalpier och flöden för anläggningen fås ett samband mellan färskångflödet och ångflödet till kondensorn. I fig 2 åskådliggörs detta samband för produkttorrhalterna 59 och 70 %. Härvid framkommer att de minsta färskångmängderna som erfordras för att en avkokning skall ske i samtliga apparater i anläggningen är ca 15.8 kg/s resp 13.2 kg/s .

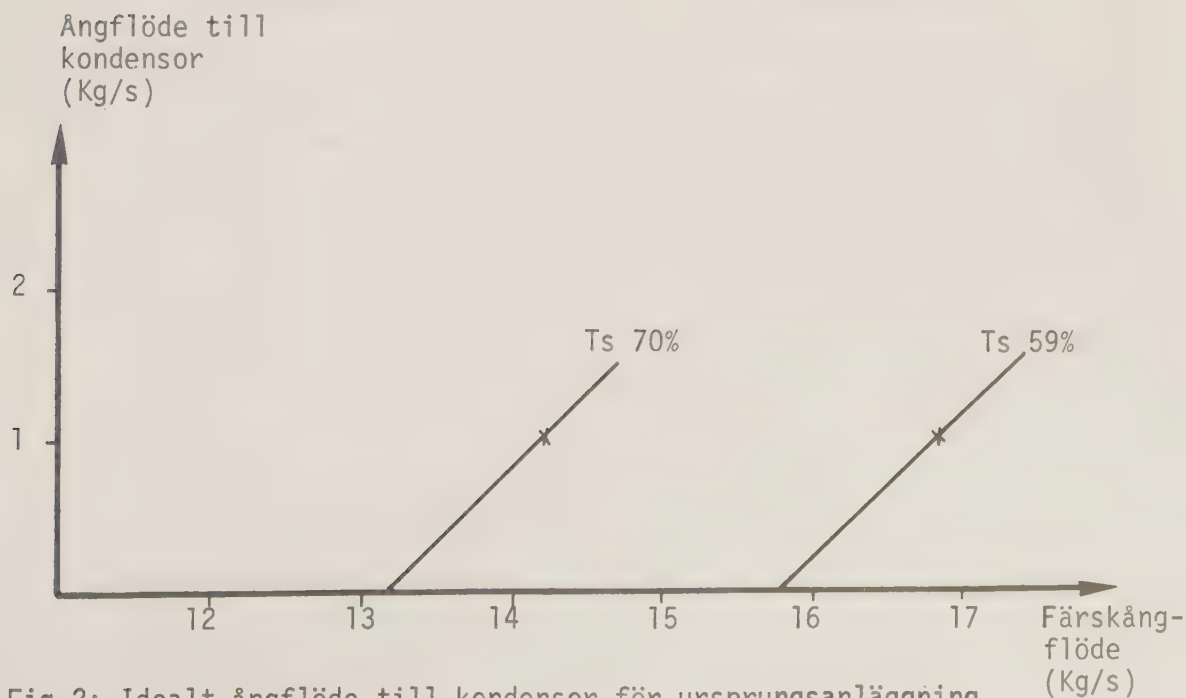


Fig 2: Idealt ångflöde till kondensor för ursprungsanläggning.

4. BERÄKNINGAR AV INDUNSTNINGSANLÄGGNINGAR

Vid simuleringen av indunstningsanläggningar löses energi- och materialbalanser för de olika apparaterna i anläggningen iterativt, vilket medför att beräkningarna lämpligen utföres med hjälp av dator. I detta arbete har datorprogramet EVAP (1) använts. Med programmet kan en rad olika kopplingsarrangemang studeras. Programmet är utformat så att indata bestämmer antalet indunstare, värmeväxlare, flashtankar och hur dessa är sammankopplade. Vidare är det möjligt att simulera anläggningar med termokompression och mekanisk ångkompression. Vid ångkompression skiljer sig arbetsbetingelserna i indunstarna från en konventionell flereffektsindunstning vilket ger andra värmegenomgångskoefficienter. I EVAP kan värmegenomgångskoefficienterna (K -värdena) ingå som indata eller framräknas av programmet. Vid framräkningen av K -värdet indelas indunstaren i differentiella element med avseende på den överförda effekten. I varje element beräknas värmeövergångskoefficienten (α -värdet) i detta arbete med hjälp av Chun-Sebens korrelation (2) på kondenseringsidan och Chens korrelation (3) på koxsidan. Tryckfallet på koxsidan framräknas enligt Lockhart-Martinelli (4). Beräkningen i elementen sker iterativt varvid tubens temperatur på ytter- och innersida, koktemperatur samt elementets längd framtages. Elementen genomräknas tills temperatur- och materialprofilerna satisfierar indunstarens geometri och energibalans. Med hjälp av de framräknade profilerna beräknas de utgående strömmarnas flöden och tillstånd, samt temperaturdifferens och värmegenomgångskoefficienten.

Med hjälp av de beräknade eller inmatade värmegenomgångskoefficienterna uppdateras utgående strömmar från indunstarna. Efter genomräkningen av indunstarna vidtar beräkningen av flashtankar och värmeväxlare. När anläggningen satisfierar givna indata kontrolleras i de fall där K -värdena beräknas om dessa är stationära. Om inte framräknas nya K -värden varefter material- och energibalanser ånyo genomräknas. Beräkningarna avslutas när värmegenomgångskoefficienterna, vätskeflödena och vätsketemperaturerna i anläggningen blir stationära samt inmatade villkor är uppfyllda.

5. KOPPLINGSALTERNATIV FÖR ATT SPARA ENERGI

Med utgångspunkt från ursprungsanläggningen har några olika kopplingsarrangemang genomräknats med hjälp av datorprogrammet EVAP. Beräkningarna är utförda vid samma produkttorrhalt som i ursprungsanläggningen (59 %) samt dessutom vid 70 %. Vid den högre produkttorrhalten har ångavtappningen från 3:e effekten sänkts med den mängd som åtgår för att i ett steg höja koncentrationen från 59 till 70 %. Detta motiveras av att uppkoncentreringen har överflyttats från kokstationen till indunstingsanläggningen. De övriga ångavtappningarna har antagits oberoende av produkttorrhalten. Vid beräkningarna har följande villkor använts.

- 1) Ångan vid 1:a resp 2:a ångavtappningen skall ha temperaturer överstigande 107 resp 96°C.
- 2) Utgående ånga från sista effekten skall ha en mätningstemperatur överstigande 70°C.
- 3) Vid fall med ångkompression ändras endast värmeytan i den effekt över vilken kompressionen sker.

Vid termokompression tas drivången till ejektorn direkt från pannan. Vid mekanisk ångkompression finns olika vägar att driva kompressorn.

- 1) Installera en ångturbin som är direktkopplad till kompressorn eller koppla kompressorn på redan befintlig turbin.
- 2) Koppla kompressorn till en elektrisk motor som drivs med mottrycks-genererad el eller med el köpt från kraftleverantör.

Vid beräkningarna framkom att effektbehovet till kompressorn i alla fall är av storleksordningen 3-700 kW varför direktkopplingsalternativet ej vidare har utretts. Dessutom är det möjligt att öka elproduktionen i mottrycksanläggningen med erforderlig effekt.

Vid beräkningarna har använts samma tillstånd och flöde för inkommande sockerlösning och samma färskångtillstånd som i ursprungsanläggningen. Vidare har samma antal värmeväxlare och flashtankar använts. Vid förvärmningen har i samtliga alternativ värmegenomgångskoefficienterna och värmeytans storlek i värmeväxlarna hållits konstanta. Kopplingsschema för de genomräknade alternativen återfinns i bilaga 2 (59 %) och 3 (70 %). Vid respektive produkttorrhalt har genomräknats fall med termokompression över första respektive andra effekten. Vid kompression över första effek-

ten har två indunstare parallellkopplats för att minska föroreningen av färskångkondensatet. Enligt vad som tidigare har framkommit blir energibesparingen mindre ju högre ordningsnumret är för den effekt över vilken termokompressionen sker, vilket medfört att termokompressionen över de övriga effekterna i anläggningen ej har genomräknats.

Mekanisk ångkompression har applicerats över andra effekten och vid förkoncentrering vid respektive produkttorrhalt. Energibesparingen påverkas i mycket mindre omfattning av placeringen vid mekanisk ångkompression än vid termokompression eftersom den genererade ångmängden vid kylningen av den komprimerade ångans överhettning är mycket mindre än drivångmängden till ejektorn. Vanligen placeras kompressorn så att den arbetar vid övertryck för att minska ångans specifika volym. Vid produkttorrhalten 70 % har förutom anläggningar med ångkompression även 5 och 6 effektsanläggningar undersökts.

6. RESULTAT

I ursprungsanläggningen (bilaga 1) förbrukas 17.65 kg/s färskånga för att driva av 53.3 kg/s vatten. Vid denna koppling leds 13.7 kg/s högtrycksånga genom turbinen för att täcka sockerbrukets elbehov (7 MW). Resterande färskångemängd fås genom direktreducering.

Genom att införa ångkompression i anläggningen kan exergin som går förlorad vid direktreduceringen användas. Vid mekanisk ångkompression ökar mängden ånga genom turbinen för att täcka kompressorns elbehov och vid termokompression används den kinetiska energin som fås vid en tryckreducering i ejektorn. Till de olika indunstningsförloppen används mottrycksånga från turbinen, högtrycksånga till ejektorn samt el för att driva kompressorn. Kopplingsschema för de genomräknade alternativen återfinns för produkttorrhalten 59 % resp 70 % i bilaga 2 resp 3. I kopplingsschemana återfinns tillståndet för in- och utgående strömmar. I symbolen för indunstare finns från botten till topp värmegenomgångskoefficienterna ($\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$) räknade med EVAP, värmeytan (m^2) samt mättnadstemperaturen i separatorn ($^\circ\text{C}$). I bilaga 4 har sammanställts utökningen av värmeytan, ång- och elbehov samt ångmängden som genereras i pannan för de olika kopplingsalternativen. Vid mekanisk ångkompression är ångflödet genom turbinen så stort att den producerade eleffekten täcker brukets behov av 7 MW och kompressorns elbehov.

6.1 Mekanisk ångkompression

Vid produkttorrhalten 59 % fås en större besparing med mekanisk ångkompression än med termokompression. Besparingen är något högre vid ångkompression över andra effekten än vid förindunstning (0.77 resp 0.75 kg/s) jämfört med ursprungsanläggningen. Vid fallen med mekanisk ångkompression sänks mängden direktreducerad ånga till hälften. Leds den kvarvarande mängden ånga som direktreduceras genom turbinen är det möjligt att generera ytterligare 7-800 kW el i mottrycksanläggningen vid de aktuella värmebehoven.

En höjning av produkttorrhalten ger som tidigare framkommit en minskad avtappning och ett mindre värmebehov. Vidare blir ångbehovet till anläggningen för att täcka den avtappade ångmängden mindre dvs det finns möjligheter att driva av större andel av den totalt avdrivna mängden vatten

med hjälp av ångkompression. Höjs produkttorrhalten från 59 till 70 % minskar den avtappade ångmängden med 2.4 kg/s från den 3:e effekten. Denna minskning av avtappningen ger en minskning av minimala mängden färskånga. Enligt förutsättningarna skall i mottrycksanläggningen genereras 7 MW plus den el som behövs för att driva kompressorn. Denna förutsättning ger att den minsta färskångmängden som fås från turbinen är ca 14.1 kg/s. Med mekanisk ångkompression kommer denna mängd att öka med den ökande elproduktionen och samtidigt kommer anläggningens färskångbehov att minska till följd av att en del av avdrivningen sker med ångkompression. Vid produkttorrhalten 70 % fås för färskångflödet ca 15.2 kg/s en balans mellan ångbehov och brukets elbehov och en minskning av den totala ångmängden med 10 % (1.7 kg/s) jämfört med ursprungsanläggningen.

Används förkoncentrering av inkommande lösning uppnås ungefär samma energibesparing som vid mekanisk ångkompression över andra effekten. Skillnaden mellan kopplingarna är att vid förkoncentrering fås en lägre torrhalt i indunstaren vilken medför en bättre värmeöverföring. Vid förkoncentrering används ursprungsanläggningen i befintligt utförande efter det att den inkommande lösningen har uppkoncentrerats så att dess torrhalt har ökat 1-2 % i en 1-effektsanläggning.

Mekanisk ångkompression kan endast vid produkttorrhalten 59 % utnyttjas maximalt dvs att sekundärångflödet från den sista effekten till kondensorn går mot noll. Vid produkttorrhalten 70 % måste elenergi köpas från elleverantör i de fall ångflödet till kondensorn från sista effekten skall gå mot noll. För detta alternativ fås ett 6 % mindre ångflöde genom turbinen än det ångflöde som åtgår för att täcka brukets elbehov. För att kompensera den minskade elproduktion och täcka kompressorns elbehov behövs i storleksordningen 4 GWh/kampanj.

6.2 Termokompression

Enligt förutsättningarna är fabriken elbehov 7 MW vilket ger ångflödet 13.7 kg/s genom turbinen om elbehovet skall täckas med mottryckskraft. Färskångmängden fastlägges av mottrycksångmängden och den erforderliga drivångmängden till ejektorn bestäms av avdunstningsbehovet under beaktande av givna avtappningsångmängder. Vid termokompression har direktereduceringen borttagits och den del av högtrycksånga som ej leds genom tur-

binen används som drivånga till ejektorn.

Vid produkttorrhalten 59 % fås med ejektorn kopplad över första resp andra effekten en ångbesparing av 0.7 resp 0.5 kg/s jämfört med ursprungsanläggningen. En höjning av produkttorrhalten till 70 % medför en minskning av den avtappade ångmängden och besparingen ökar till 1.1 resp 0.9 kg/s.

6.3 Konventionella 5- och 6-effektsanläggningar

Vid produkttorrhalten 59 % är det ej möjligt att bygga ut anläggningen från 5 till 6 effekter. Färksångmängden vid denna torrhalt understiger den minimala mängd som erfordras för att täcka avtappningarna i effekt 4 och 5. Med utbyggnad av värmeytan i ursprungsanläggningen fås en besparing av 0.4 kg/s vid en höjning av produkttorrhalten till 70 %. Vid denna produkttorrhalt och en utbyggnad av ursprungsanläggningen till 6 effekter fås en besparing med 2.2 kg/s. Med 6 effektsanläggningen fås den klart största ångbesparingen, men samtidigt måste anläggningens värmeyta utökas med 50 % jämfört med 8-15 % för de övriga alternativen. Det stora behovet av värmeyta vid utbyggnaden från 5 till 6 effekter beror på att till följd av ångavtappningen skall 4 effekter arbeta inom samma temperaturintervall som 3 effekter i ursprungsanläggningen. Vid införandet av ytterligare en effekt fås mindre temperaturdifferenser samt mindre värmegenomgångskoefficienter, till följd av en minskad värmebelastning. Dessa faktorer kompenseras med utbyggnad av värmeytan för att uppnå den önskade kapaciteten.

6.4 Kommentarer till ytbehov vid ångkompression

Av de i bilaga 4 redovisade areaökningarna framgår att areaökningen blir större vid mekanisk ångkompression än vid termokompression med ångkompression över andra effekten. För termokompression fås större ångflöde till kondensorn än vid mekanisk ångkompression vilket medför att avdrivningen i de tre sista effekterna är större vid termokompression. Till följd av den högre avdrivningen i anläggningens senare del fås en lägre avdrivning i de två första effekterna vid termokompression än vid mekanisk kompression. Vid mekanisk ångkompression är färksångflödet till anläggningen större än vid termokompression vilket medför att vid samma storlek av värmeytor (se förutsättningar avsnitt 5) kommer temperaturdifferensen att bli större vid mekanisk ångkompression i första effekten. Således fås en mindre tempera-

turddifferens vilket medför ett större ytbehov i andra effekten för att avtappningen från 3:e effekten skall ske vid den i förutsättningarna givna temperaturen.

7. EKONOMI

En exakt ekonomisk kalkyl för de föreslagna ändringarna är i en utredning av detta slag svårgenomförbar. Utbyggnaden av värmeytan i en befintlig anläggning kan ske genom ombyggnad av befintliga apparater eller genom parallellkoppling av en ny apparat i den effekt där en utbyggnad av värmeytan erfordras. Sättet för utbyggnaden påverkar dels apparatkostnaden, men även kostnaden för ombyggnad av ång- och vätskeledningar samt instrumentering och modifieringar i lokalen där indunstaren är monterad. Nedan redovisas dock en förenklad ekonomisk kalkyl baserad på pris per utökad värmeyteenhet.

7.1 Investeringskostnader

I bilaga 5:1 återfinns de olika alternativens kostnad för utökning av värmeytan vid varierande enhetspriser mellan 500 och 1000 kr/m². I enhetspriset ingår kostnader för montering av värmeytan samt kostnader för ombyggnad av ång- och vätskeledningar samt instrumentering. På axeln under abscissan har nödvändiga areaökningen för de olika alternativen avsatts. Den största investeringen fås för utbyggnad från 5-6 effekter och minsta kostnaden för alternativet med termokompression över andra effekten vid produkttorrhalten 59 %. Termokompression över första effekten, mekanisk ångkompression över andra effekten och förindunstning med MÅK har ungefär samma kostnad för utbyggnaden av värmeytan vid produkttorrhalten 59 %. Vid produkttorrhalten 70 % fås samma investering för utbyggnaden vid 5-effektsanläggning och vid mekanisk ångkompression över andra effekten. Vid denna produkttorrhalt fås en större kostnad för förindunstning med MÅK och en mindre kostnad för termokompression än för modifieringen av värmeytan i ursprungsanläggningen. Vid alternativen med ångkompression tillkommer kostnaden för kompressor eller ejektor. En lämplig ejektor för de genomräknade fallen kostar ca 40 kkr (nov 77) + montering. Vid montering av ejektorn tillkommer arbetskostnader och kostnader för dragning av ångledningar samt reglerutrustning. Kostanden för en lämplig kompressor är beroende av vilken typ som väljes och vilken tryckuppsättning som erfordras. Vid det aktuella kompressionsförhållandet ($\pi = 1.3$) kan axial-, radial- eller blåsmaskiner användas för kompression av vattenånga. Axialmaskiner användes vanligtvis vid flöden större än 50 000 m³/h. Radialmaskiner användes för flöden mellan 1000 och 100 000 m³/h. Blåsmaskiner finns i olika utföranden som t ex radial- och Rootsmaskiner

och kan användas för flöden mindre än $50\,000\text{ m}^3/\text{h}$. Vid flöden av $20 - 30\,000\text{ m}^3/\text{h}$, vilket är aktuellt här, fås den lägsta investeringskostnaden för en blåsmaskin vid det aktuella kompressionsförhållandet. Kostnaden för en enstegs radialblåsmaskin är ca 300 kkr exklusive motor och montering. Kostnaden för en blåsmaskin vid olika flöden och prisnivåer återfinns i bilaga 5:4.

7.2 Besparingar

Besparingen per kampanj till följd av minskad ångförbrukning vid några olika ångpriser åskådliggörs i bilaga 5:2. Den största besparingen fås vid en utbyggnad av anläggningen från 5 till 6 effekter. Besparingen blir större för mekanisk ångkompression än för termokompression vid produkt-torrhalterna 59 och 70 %. Den minsta besparingen fås för 5 effektsanläggningen vid produkttorrhalten 70.%.

Vid alternativen med termokompression kommer drivången till ejektorn att blandas med den återförda ången. Detta gör att i storleksordningen 2 kg färskångkondensat kontamineras vilket medför ett ökat behov av spädmatarvatten. Med tanke på pannans tryck (60 bar) är det nödvändigt med en totalavsaltning av matarvattnet för att undvika beläggningar i pannans tuber, vilka kan ge driftstörningar. I bilaga 5:3 återfinns kostnaden per kampanj för framställning av ersättningsmatarvatten vid produktionskostnader mellan 6 och 16 kr/m^3 .

7.3 Lönsamhet

Den ekonomiska bedömningen i detta arbete grundar sig på kostnader som erhållits från tillverkare av de olika delarna som kommer att användas vid ombyggnaden av ursprungsanläggningen. För att uppskatta kostnaden för montering, och ombyggnad av lokaler, ång- och vätskeledningar fordras en ingående undersökning av den specifika anläggningen där ombyggnaden skall ske. Kostnaden för montering m m av de olika enheterna har införts som ett påslag på respektive tillverkningskostnader.

Med utgångspunkt från i bilaga 5 redovisade kostnadsfunktioner kan investeringskostnaden och besparingen för de olika alternativen framtagas vid olika enhetskostnader. För att få en jämförelse mellan de olika alternativens lönsamhet kan kvoten mellan investeringskostnad och årlig bespa-

ring framtagas. Denna kvot vilken i fortsättningen kallas för investeringsfaktor motsvarar den s k pay-off-tiden när ej hänsyn tages till räntan. För en given investeringsfaktor och en given ekonomisk livslängd kan investeringens internränta bestämmas med hjälp av bilaga 5:5. För enhetskostnaderna inklusive montering nedan, vilka är relevanta för 1977 års prisläge, har de olika alternativens investeringsfaktorer beräknats för drifttiden 2000 tim/år i bil 5:6 och 5:7.

Ånga 40 kr/ton

Värmeyta 700 kr/m²

Matarvatten 8 kr/ton

Kompressor 5-600 kkr/st

Angejektor 100 kkr/st

Vid de ovan angivna kostnaderna fås den lägsta investeringsfaktorn 2.43 med mekanisk ångkompression över andra effekten vid produkttorrhalten 70 %. För alternativen med förindunstning med MÅK och termokompression över första effekten fås investeringsfaktorn 2.80 resp 2.88. Dessa tre alternativ ger en internränta över 20 % vid en ekonomisk livslängd på 5 år. För de övriga alternativen har en investeringsfaktor som är större än 4 vilket ger en internränta under 8 % vid ekonomiska livslängden 5 år.

Vid de ovan angivna kostnaderna ger mekanisk ångkompression och termokompression vid produkttorrhalten 70 % och mekanisk ångkompression vid 59 % en bättre lönsamhet än en utbyggnad från 5 till 6 effekter.

De olika alternativens investeringsfaktorer vid en 40 procentig höjning av de ovan angivna investeringskostnaderna vid konstanta driftkostnader återfinns i bil 5:8 och 5:9. Vid denna högre investeringskostnad har fortfarande mekanisk ångkompression över andra effekten och förindunstning vid 70 % produkttorrhalt de lägsta investeringsfaktorerna (3.47 resp 3.98). Höjningen av investeringskostnaderna medför att en utbyggnad från 5 till 6 effekter (investeringsfaktor 6.64) ger bättre ekonomi än ångkompression vid 59 % produkttorrhalt.

Vid ett sockerbruk är drifttiden ungefär 2000 tim/år vilket är mindre än en tredjedel av drifttiden för en kontinuerligt arbetande processindustri. För en kontinuerligt arbetande process skulle en utbyggnad från 5 till 6 effekter ge en investeringsfaktor 1.62 vilket skulle med ekonomisk livs-

längd 5 år ge internräntan 54 %. Ångkompression vid produkttorrhalten 70 % och mekanisk ångkompression vid produkttorrhalten 59 % kommer att ge en lägre investeringsfaktor än utbyggnaden från 5 till 6 effekter.

8. AVSLUTNING

För att klarlägga i vilket indunstningsförlopp det är möjligt att använda ångkompression erfordras en kartläggning av arbetsbetingelserna i anläggningen, vilka sedan kan ligga till grund för en ekonomisk bedömning. Resultatet påverkas av hur anläggningen är integrerad i den övriga processen och vilken lösning som uppkoncentreras i anläggningen. Vid undersökningen av arbetsbetingelserna är sambandet mellan värmeytans storlek och temperaturdifferensen för de i anläggningen ingående indunstarna av speciellt intresse. Sambandet mellan temperaturdifferens och värmeytans storlek vid en given avdriven mängd för en indunstare ges av värmegenomgångskoefficienten. Denna påverkas av bl a apparatens geometri, vätskans fysikaliska storheter, kokpunktsförhöjning och inkrustbildning. För att göra en korrekt värdering av ekonomin vid ångkompression är därför en noggrann uppskattning av värmegenomgångskoefficienten av största vikt.

En liten temperaturdifferens ger en ökad energibesparing men samtidigt fås en stor värmeyta, vilken medför en ökad investering. Energibesparings storlek beror på temperaturdifferensen samt dessutom på hur stor del av den totalt avdrivna mängden som kan ske med hjälp av ångkompression. Stigande kokpunktsförhöjning och avtagande värmegenomgångskoefficient med stigande koncentration gör att det är mest attraktivt att använda ångkompression vid låga koncentrationer.

I bilaga 6 finns ett diagram för översiktlig analys av möjligheterna till energibesparing vid ångkompression. I diagrammet ges energikvoten W/Q mot kompressionsförhållandet P_2/P_1 samt temperaturdifferensen Δt . Energikvoten har approximativt bestämts enligt

$$W/Q = \frac{\Delta H}{\eta_{\text{tot}} \cdot r}$$

där ΔH är den isentropa entalpiskillnaden vid kompressionen, r ångbildningsvärmets och η_{tot} kompressornas totalverkningsgrad. Den senare återfinns som parameter i diagrammet.

För att få en jämförelse mot energiförbrukningen vid flereffektsindunstning har på den högra ordinatan avsatts antalet ideala effekter N .

$$N = \frac{\eta_{el}}{SSC \cdot \eta_p}$$

där pannverkningsgraden η_p har satts till 0.9 och totalverkningsgraden för omvandling från primärenergi till el, η_{el} , har satts till 0.4 (kondenskraftprocess). Vidare är SSC den specifika ångförbrukningen d v s kvoten mellan mängden tillförd ånga och mängden avdrivet vatten.

Om det förutsättes att värmegenomgångstalen är oberoende av koktemperaturen kan en approximativ jämförelse mellan primärenergiförbrukningen vid ångkompression och flerstegsindunstning göras.

Ursprungsanläggningen (bil 1) arbetar med 3 ideala effekter och temperaturdifferenser mellan 8-16°C. En omkoppling från flerstegsindunstning till ångkompression med samma värmeyta i resp effekter ger med kompressorverkningsgraden 0.6 för effekten med temperaturdifferensen 8 resp 16°C en primärenergiförbrukning motsvarande 12 resp 6 ideala effekter vid flerstegsindunstning. Vid denna övergång från flerstegsindunstning till indunstning med mekanisk ångkompression är det möjligt minska primärenergiförbrukning till mellan hälften och en fjärdedel.

Ovanstående är att se som ett exempel hur diagrammet kan användas. Finns avsättning för sekundärvärmets vid flereffektsindunstning minskar möjligheten att använda mekanisk ångkompression. I dessa fall kan, som visats, partiell användning av ångkompression ge avsevärda besparingar.

REFERENSER

1. Ragnarsson, S. EVAP - ett datorprogram för simulering av indunstningsanläggningar.
Att publiceras.
2. Chun, K.R.; Seban R.A. Performance Prediction of Falling Film Evaporators
Journal of Heat Transfer, Trans ASME Serie C, 94.4, 432, (1972)
3. Chen, J.C.; Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convection Flow
Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev., 5, 322 (1966)
4. Lockhart, R.W.; Martinelli, R.C.; Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-phase, Two-component Flow in Pipes.
Chem. Eng. Prog. 45.1, 39 (1949)

BETECKNINGAR

Avsnitt 3

EV	Mängden avdrivet vatten/t.e
FCI	Ångflöde till kondensor
FF	Inkommande vätskeflöde
FP	Produktflöde
FS	Färskångflöde
FSj	Flöde avtappad ånga från j:te effekten
FW	Produktångkondensatflöde
HC	Färskångkondensatets entalpi
HCI	Kondensorångans entalpi
HF	Inkommande vätskans entalpi
HP	Produktens entalpi
HS	Färskångans entalpi
HSj	Den från j:te effekten avtappade ångans entalpi
HW	Produktångkondensatets entalpi
N	Antalet ideala effekter

Bilaga 1, 2, 3

	126	— Sekundärångans mättnadstemperatur ($^{\circ}\text{C}$)
1200		— Värmeytans storlek (m^2)
2450		— Värmegenomgångskoefficienten ($\text{W}/\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Bilaga 5

MCP	Förindunstning med mekanisk ångkompression
MC2	Mekanisk ångkompression över andra effekten
MS5	5-effektsanläggning
MS6	6-effektsanläggning
TC1	Termokompression över första effekten
TC2	Termokompression över andra effekten

BILAGOR

DATA FÖR URSPRUNGSANLÄGGNING

Ångpanna

Ångmängd	17 kg/s
Panntryck	60 bar
Ångtemp	475°C

Mottrycksaggregat

Maximal ångmängd	18 kg/s
Maximal eleffekt	9.5 MW
Mottryck	3.5 bar
Spänning	6600 volt

Ångavtappning från indunstningsanläggning

Värmeväxlare	3.87 kg/s	96°C
Värmeväxlare	1.72 kg/s	107°C
Kokstation (TS 0.59)	9.21 kg/s	107°C

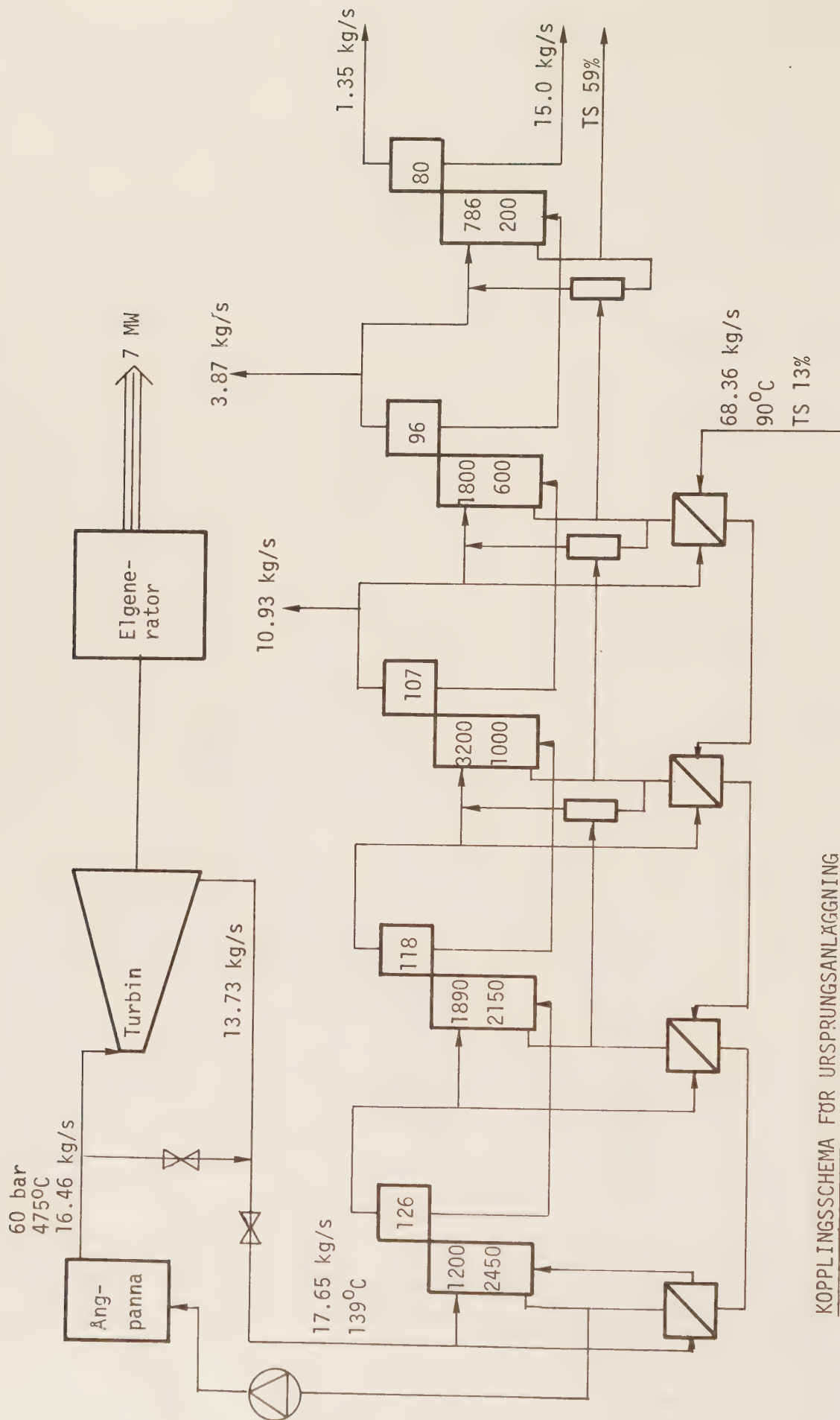
Indunstare

Effekt	Värmeyta m ²	Värmeigenomgångskoefficient (KW/m ² °C)
1	1200	2.45
2	1890	2.15
3	3200	1.00
4	1800	0.60
5	786	0.20

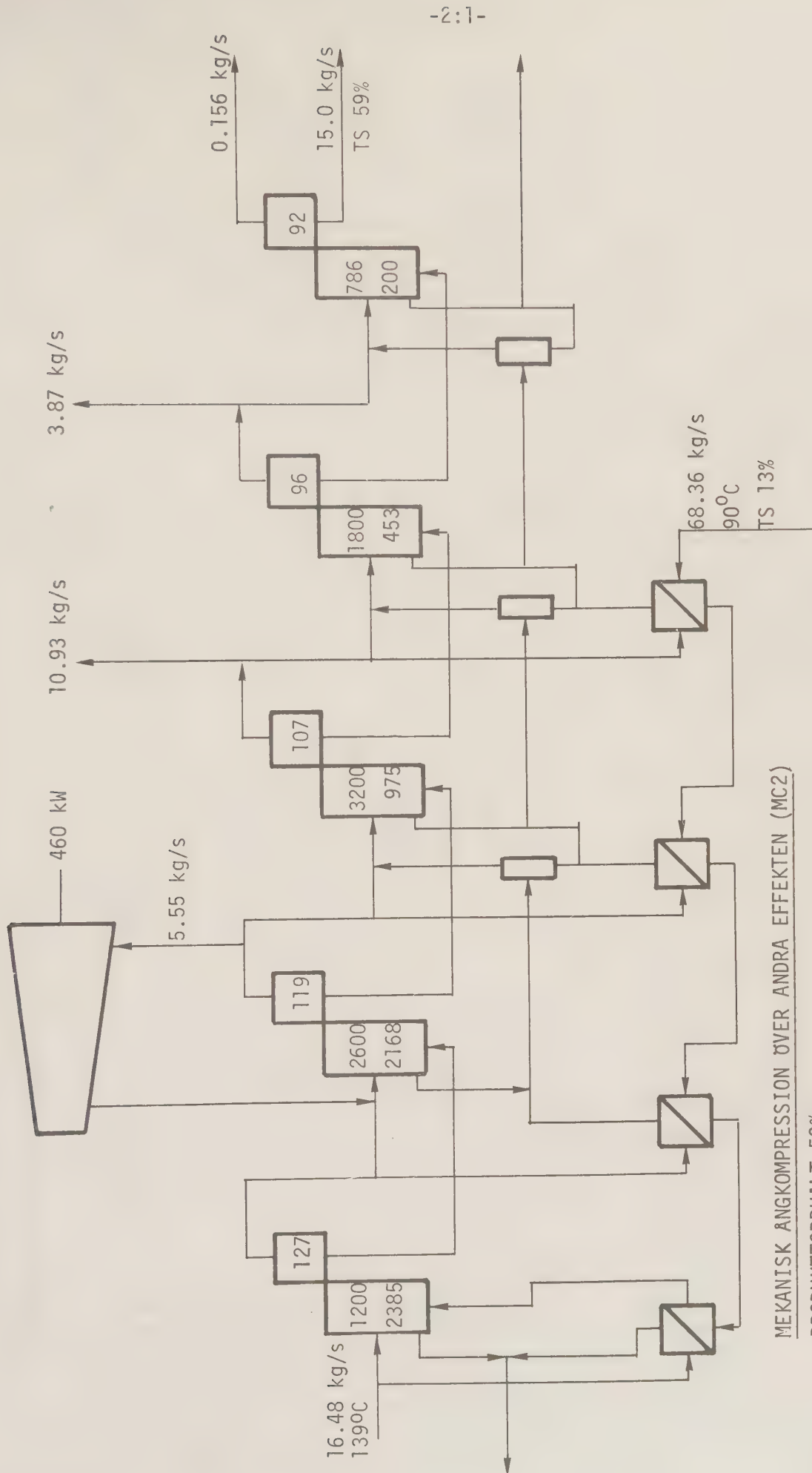
Förvärmare

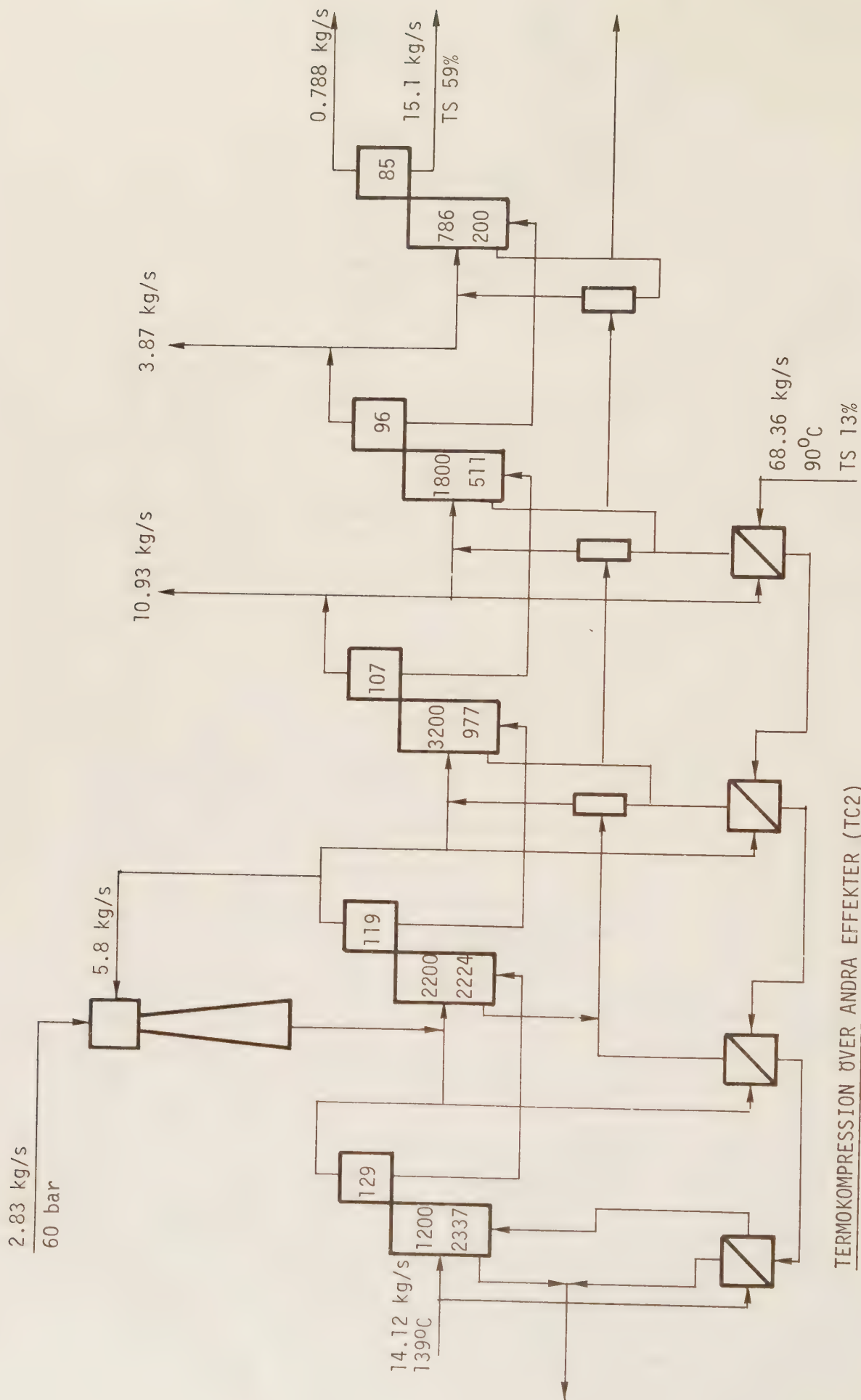
Produkten av värmeyta och värmeigenomgångskoefficient = KA-värde

Effekt	KA-värde (KW/°C)
1	275
2	375
3	250
4	175

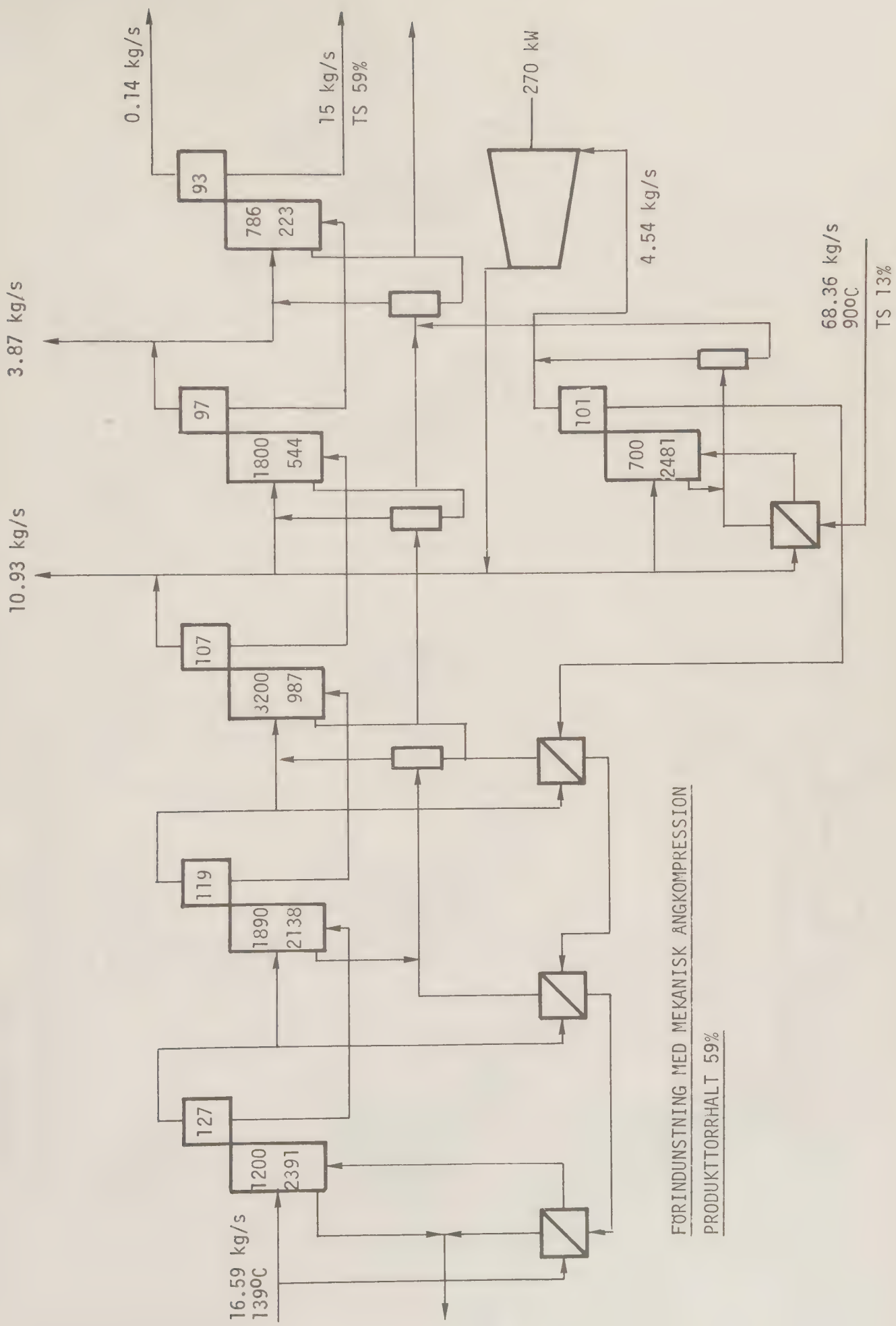


KOPPLINGSSCHEMA FÖR URSPRUNGSANLÄGGNING

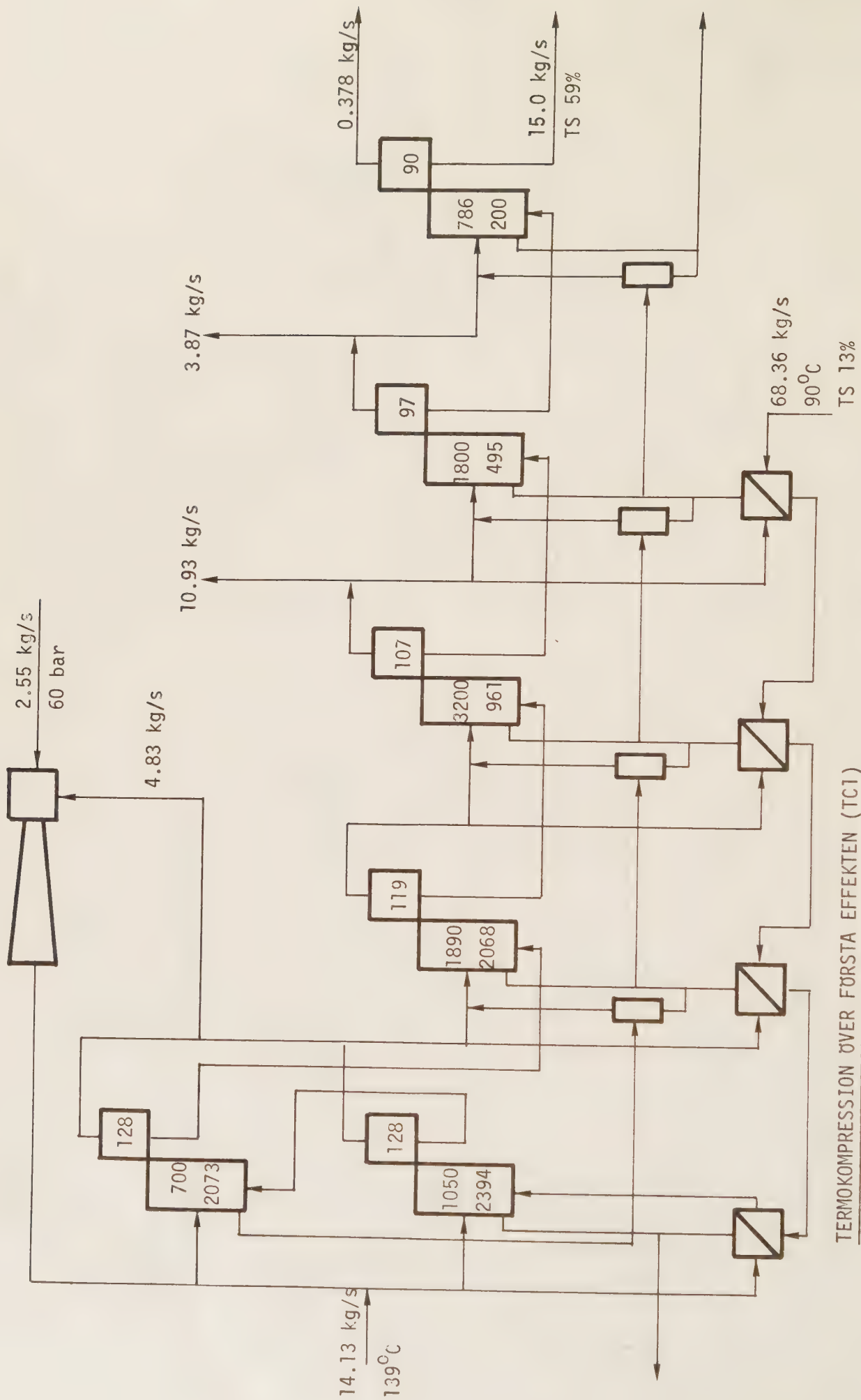


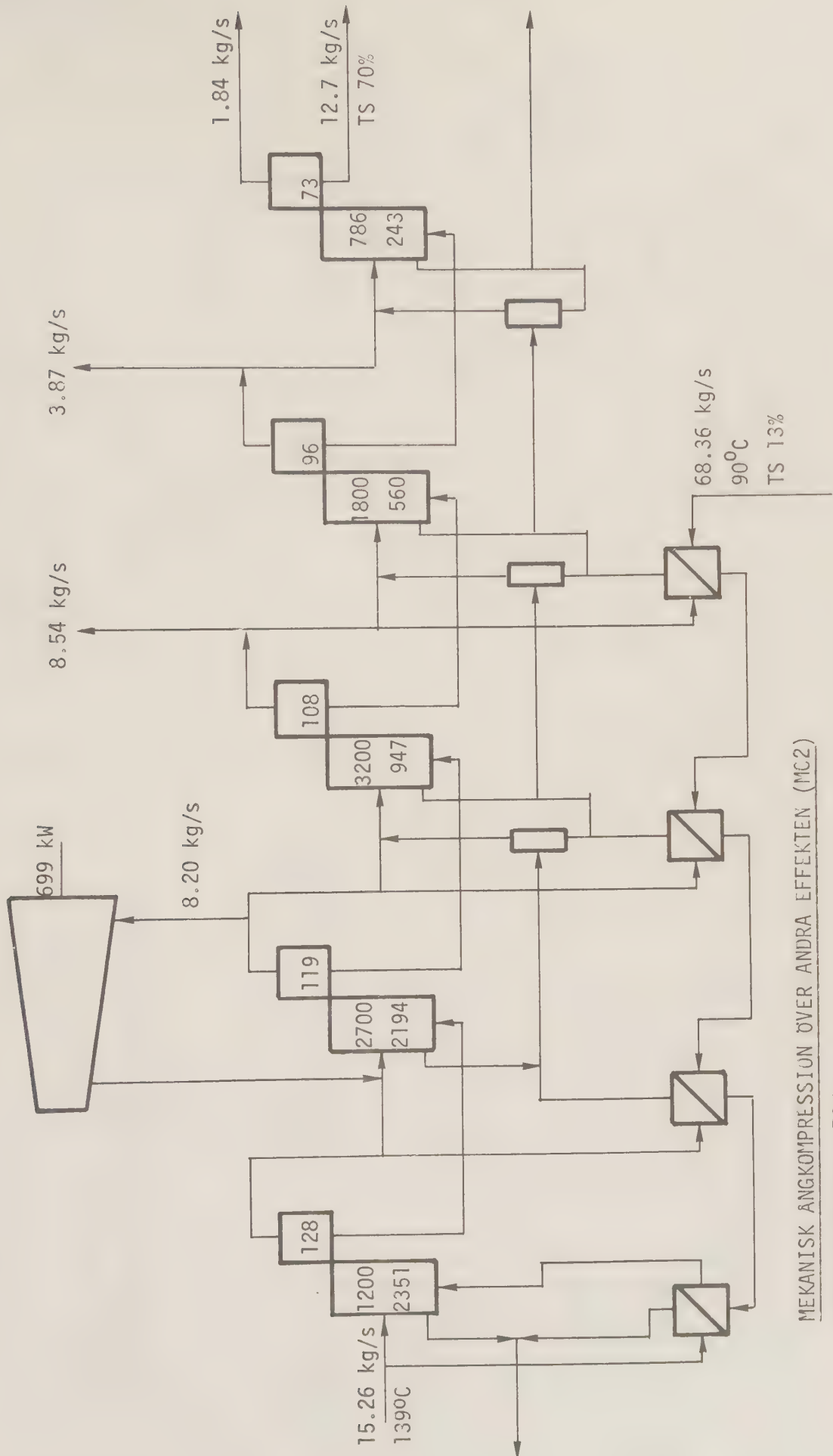


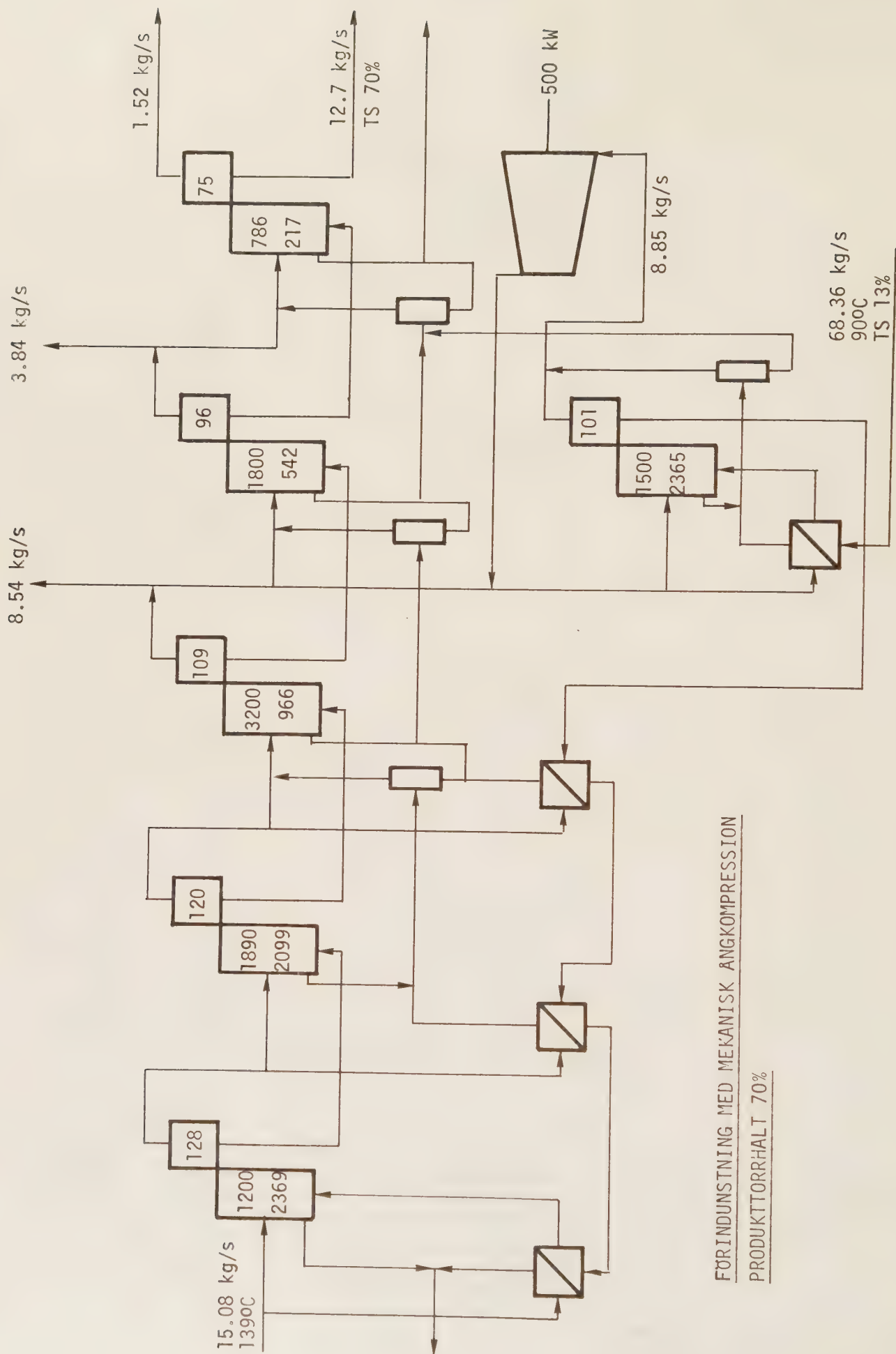
TERMOKOMPRESSIØN ØVER ANDRA EFFEKTER (TC2)
PRODUKTTORRHALT 59%



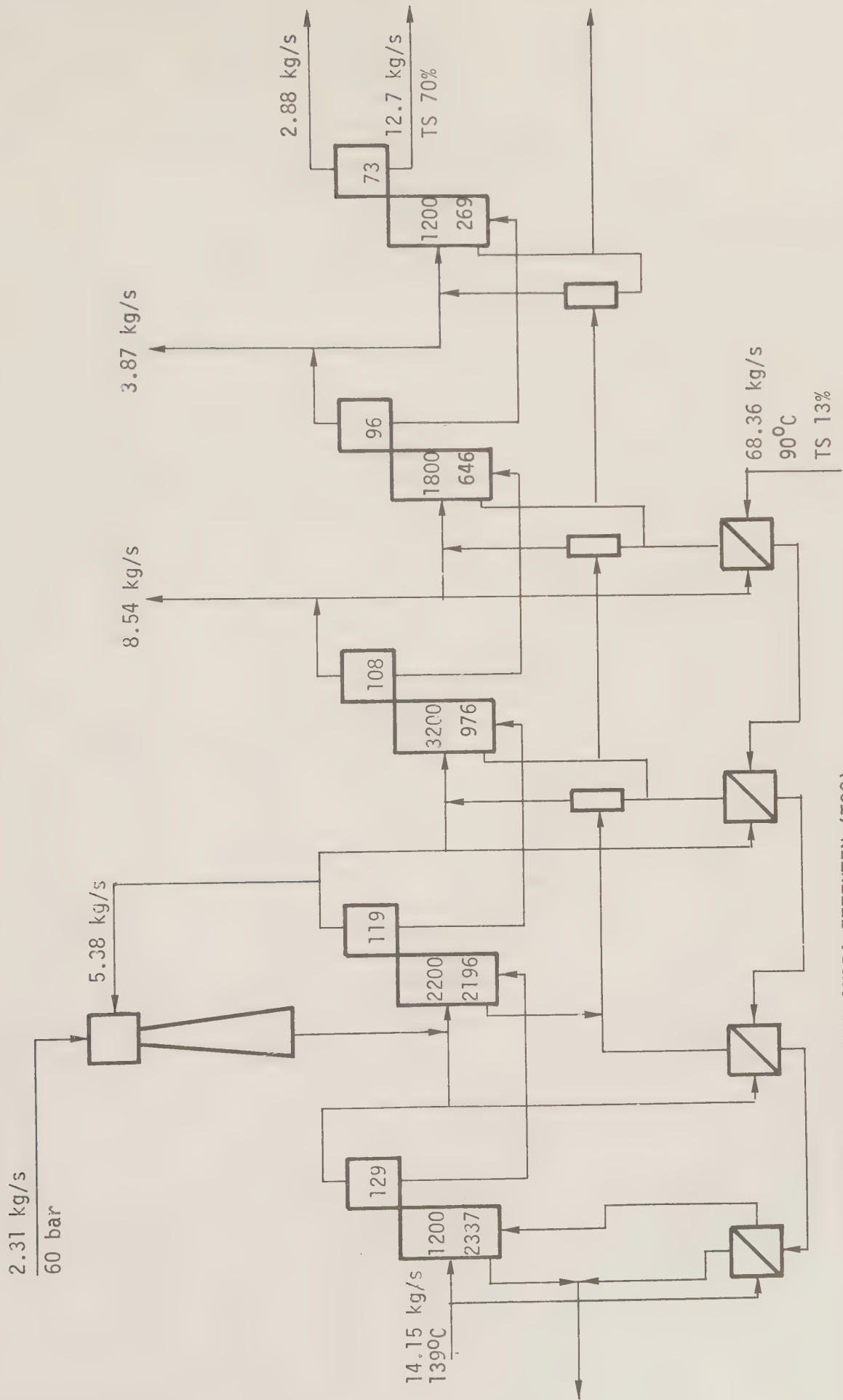
FÖRINDUNSTNING MED MEKANISK ÅNGKOMPRESSION
PRODUKTTORRHÄLT 59%

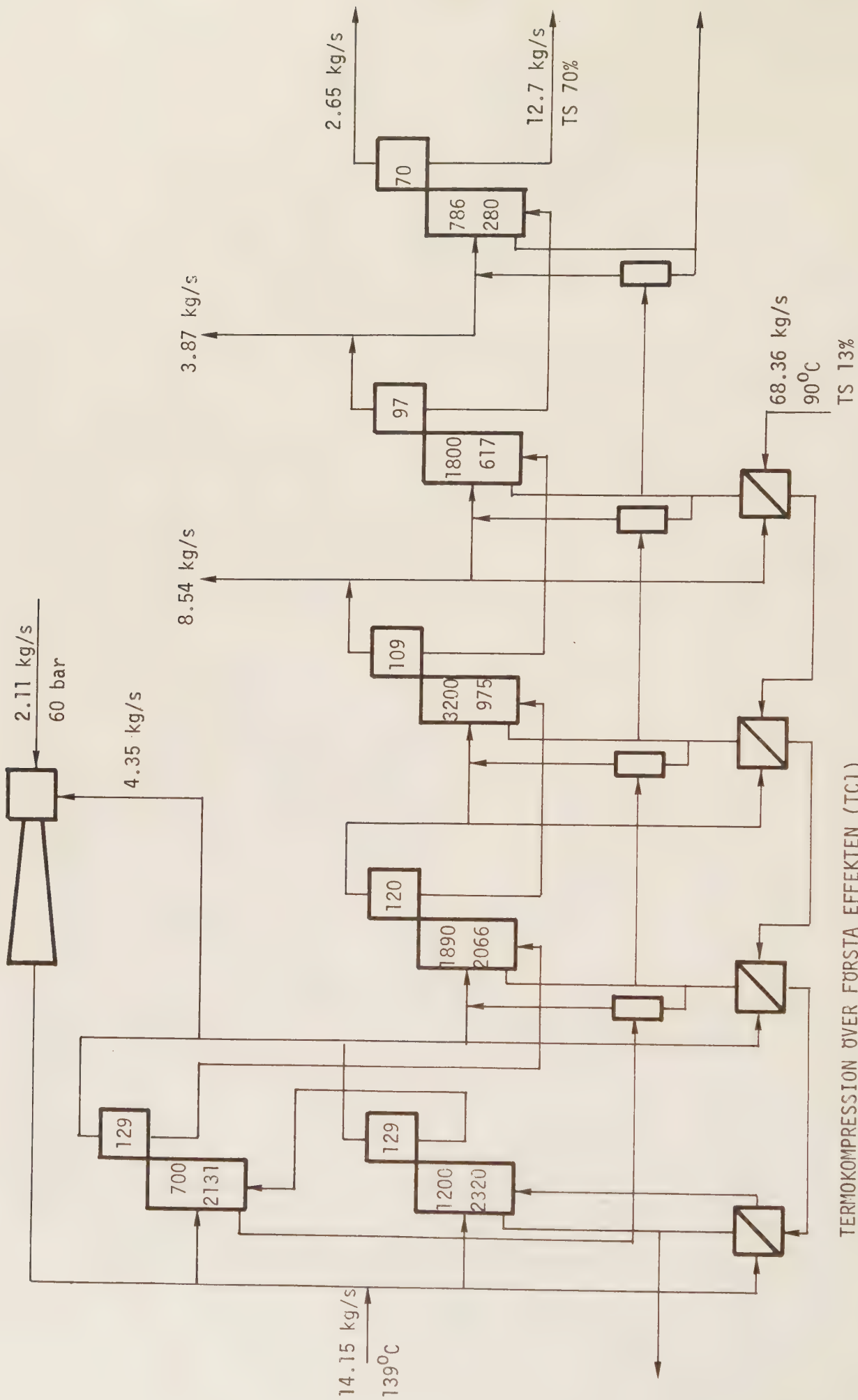






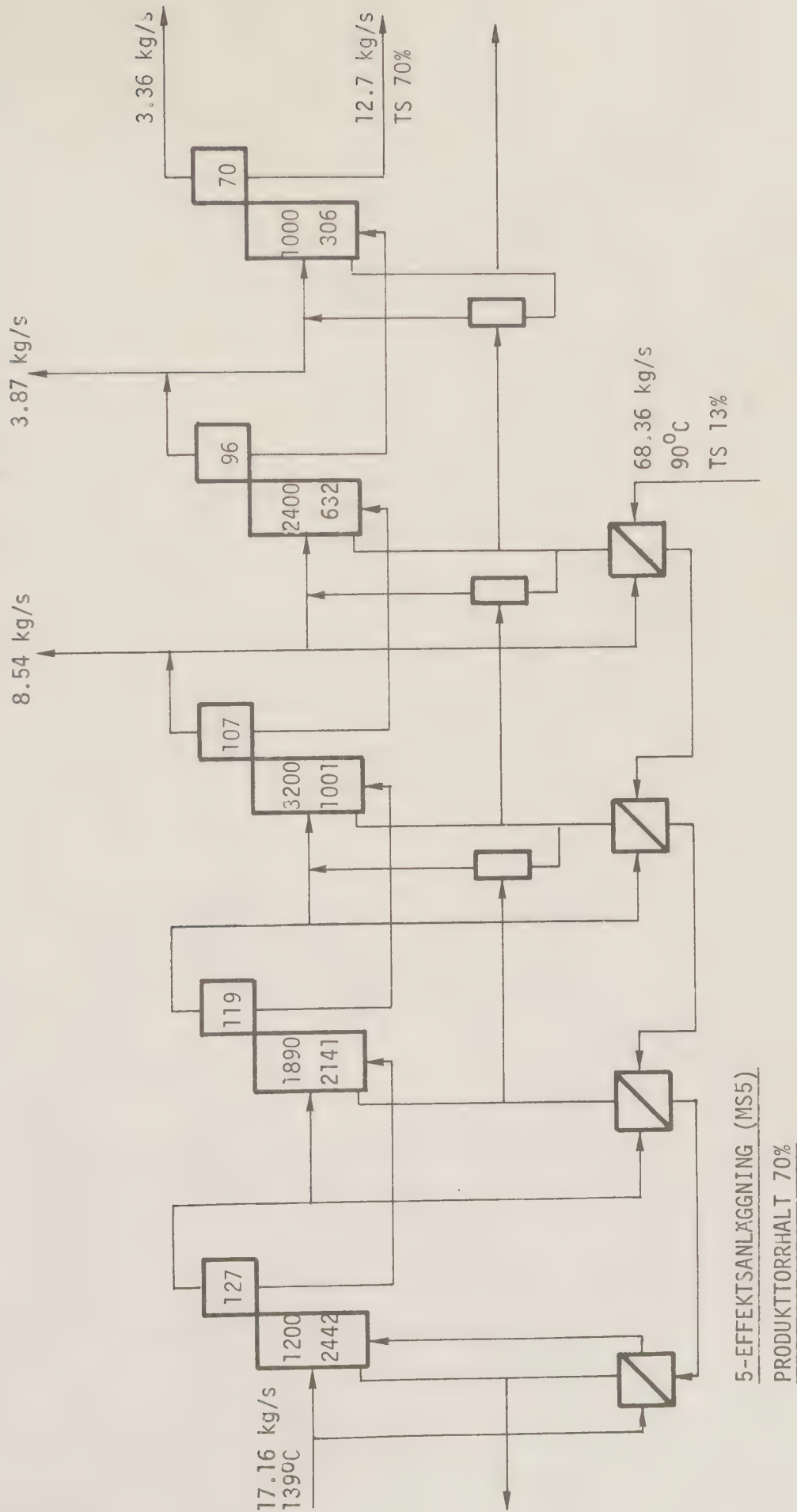
FÖRINDUNSTNING MED MEKANISK ÅNGKOMPRESSIÖN
PRODUKTTÖRRHALT 70%

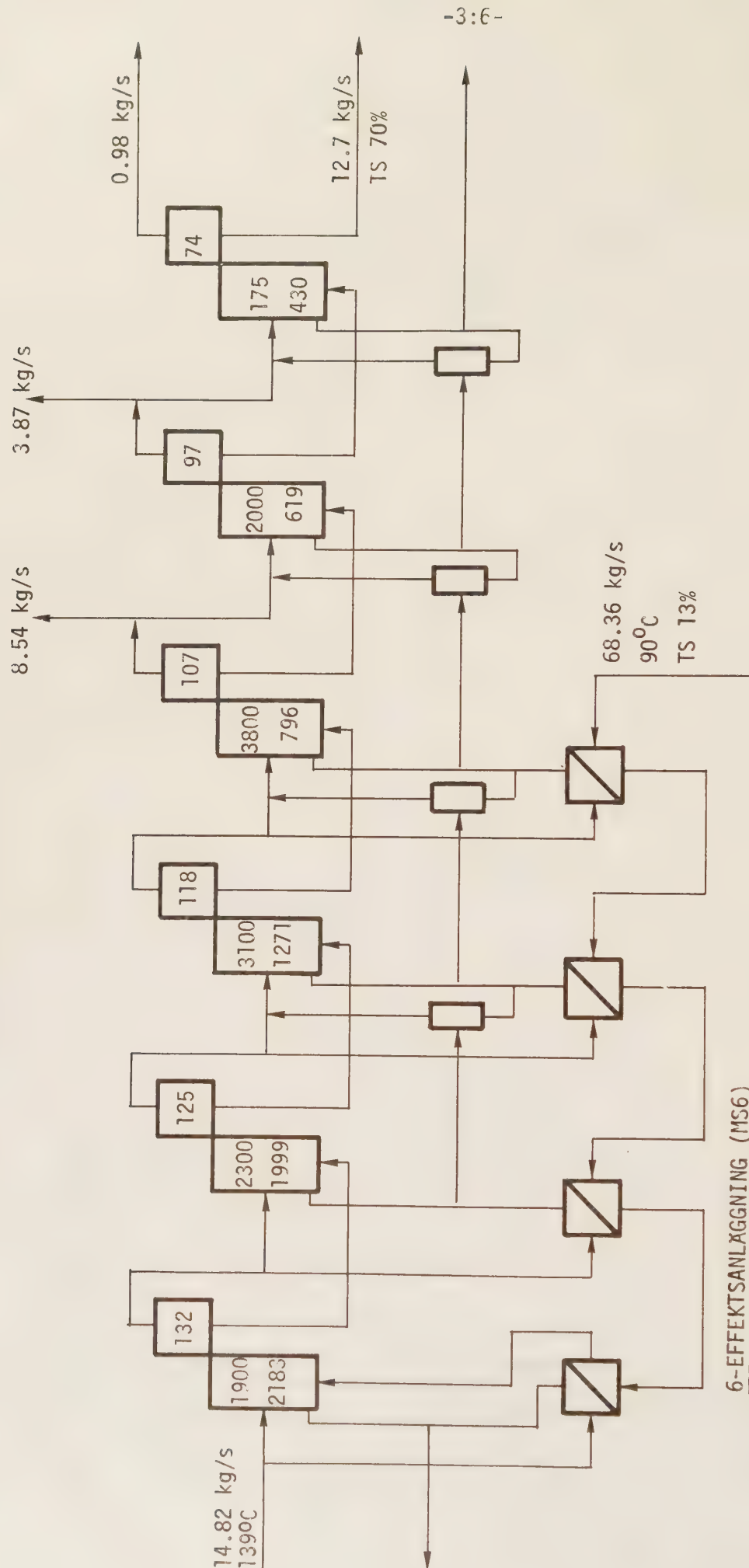




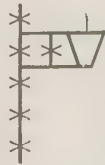
TERMOKOMPRESSIØN ØVER FØRSTÅ EFFEKTEN (TC1)

PRODUKTTØRRHALT 70%



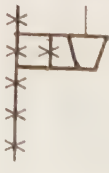


6-EFFEKTSANLÆGGING (MS6)
PRODUKTTORRHALT 70%

Alternativ	Areaökn. m ²	Ökn. av elbe- hov (kW)	Ångflöde till turbin (kg/s)	Ångflöde till an- läggning (kg/s)	Ångflöde ejektor/ strypn. (kg/s)	Ångflöde från panna (kg/s)
	0	0	13.73	17.65	2.73	16.46
	710	460	14.48	16.48	1.21	15.69
	700	270	14.17	16.59	1.54	15.71
	310	0	13.71	14.12	2.26	15.96
	550	0	13.71	14.13	2.04	15.75

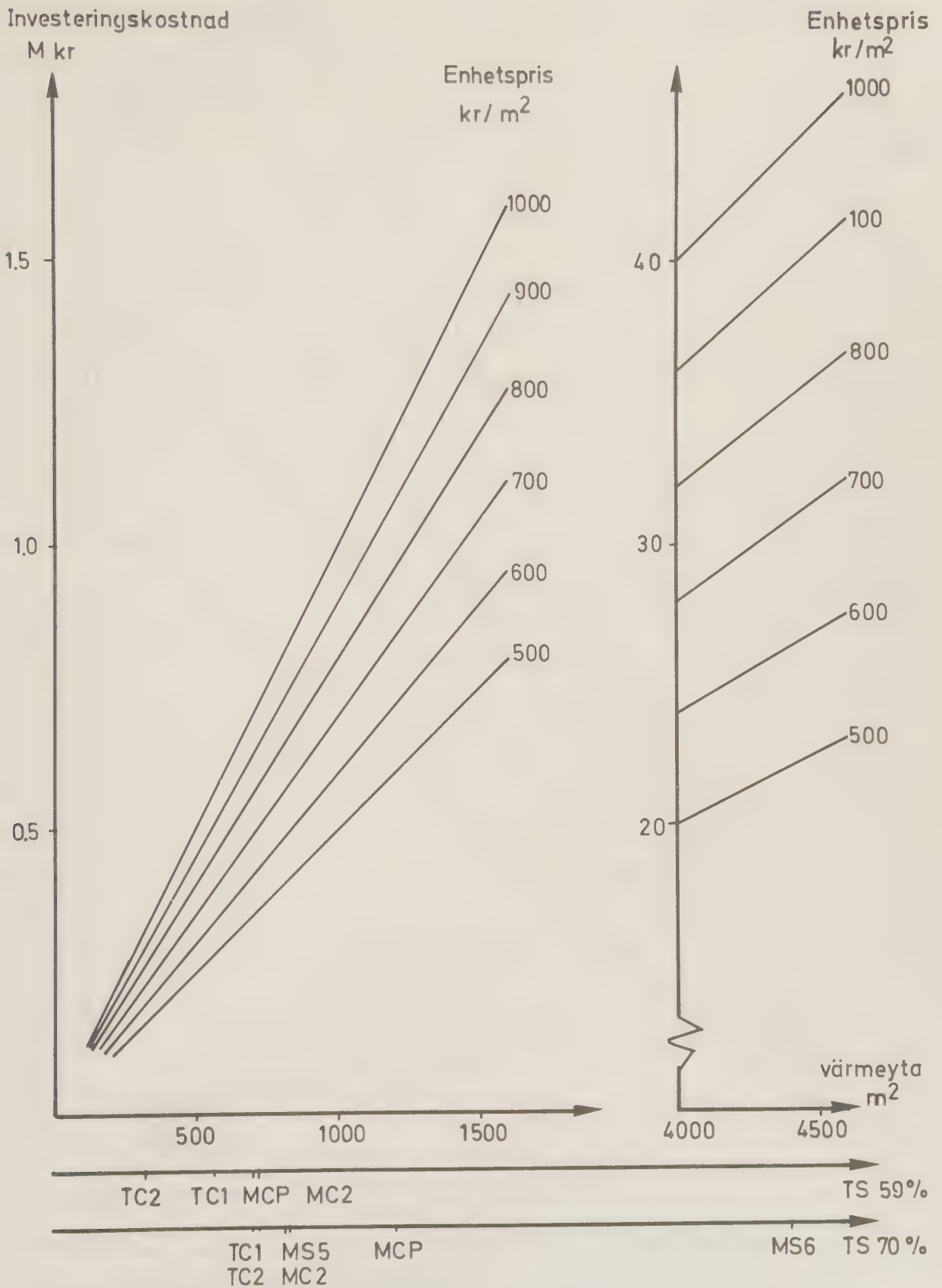
* ursprungsanläggning

Areaökning och energiflöden för de föreslagna alternativen
Produkttorrhalt 59%

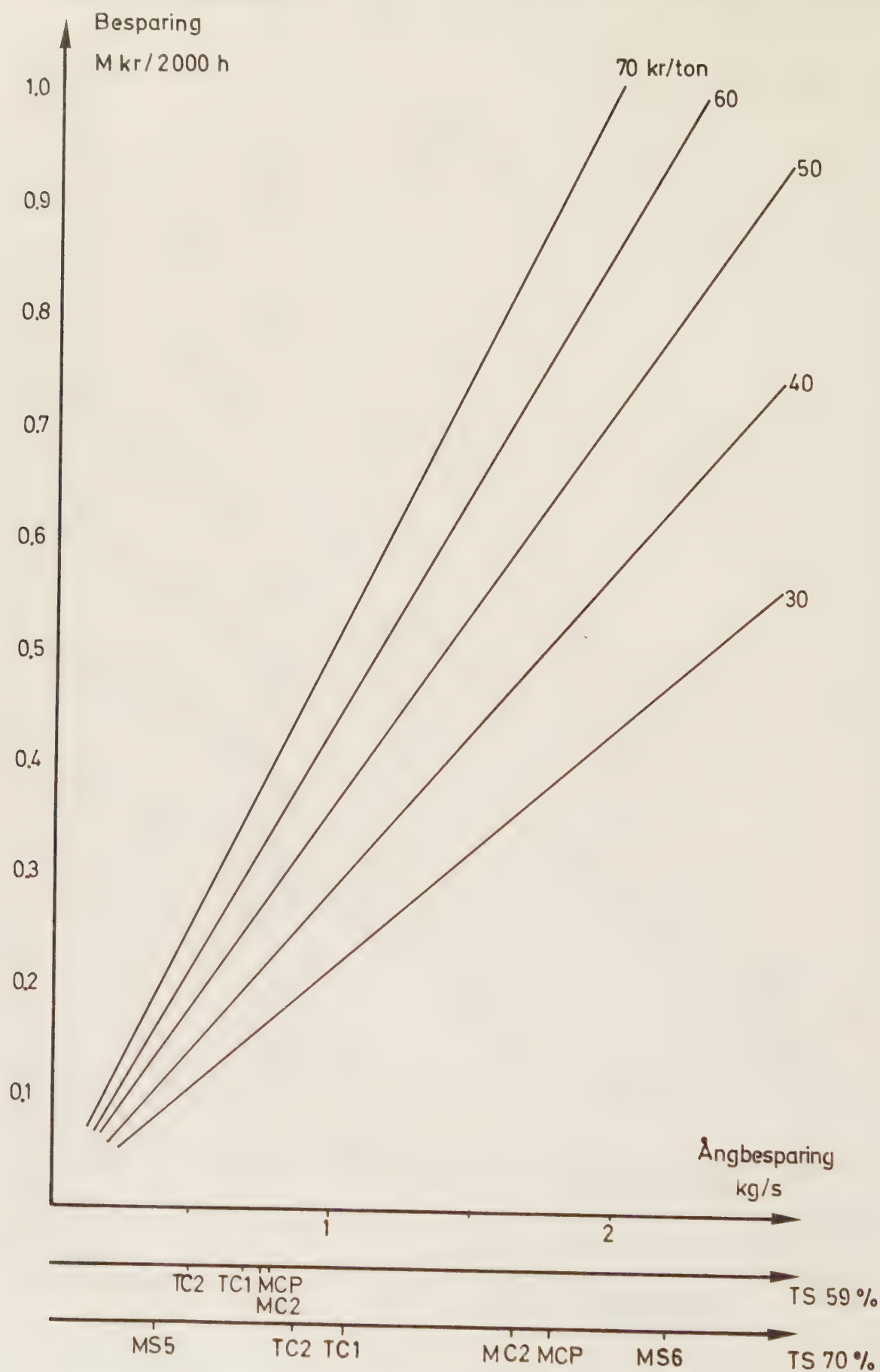
Alternativ	Areaökn. m ²	Ökn. av elbe- hov (kW)	Ångflöde till turbin (kg/s)	Ångflöde till an- läggning (kg/s)	Ångflöde ejektor/ strypn. (kg/s)	Ångflöde från panna (kg/s)
	810	699	14.80	15.26	0	14.80
	1200	644	14.67	15.12	0	14.67
	724	0	13.73	14.15	1.85	15.58
	700	0	13.73	14.15	1.68	15.41
	814	0	13.73	17.15	2.34	16.07
	4400	0	13.73	14.83	0.53	14.26

Areaökning och energiflöden för de föreslagna alternativen
Produkttorrhalt 70%

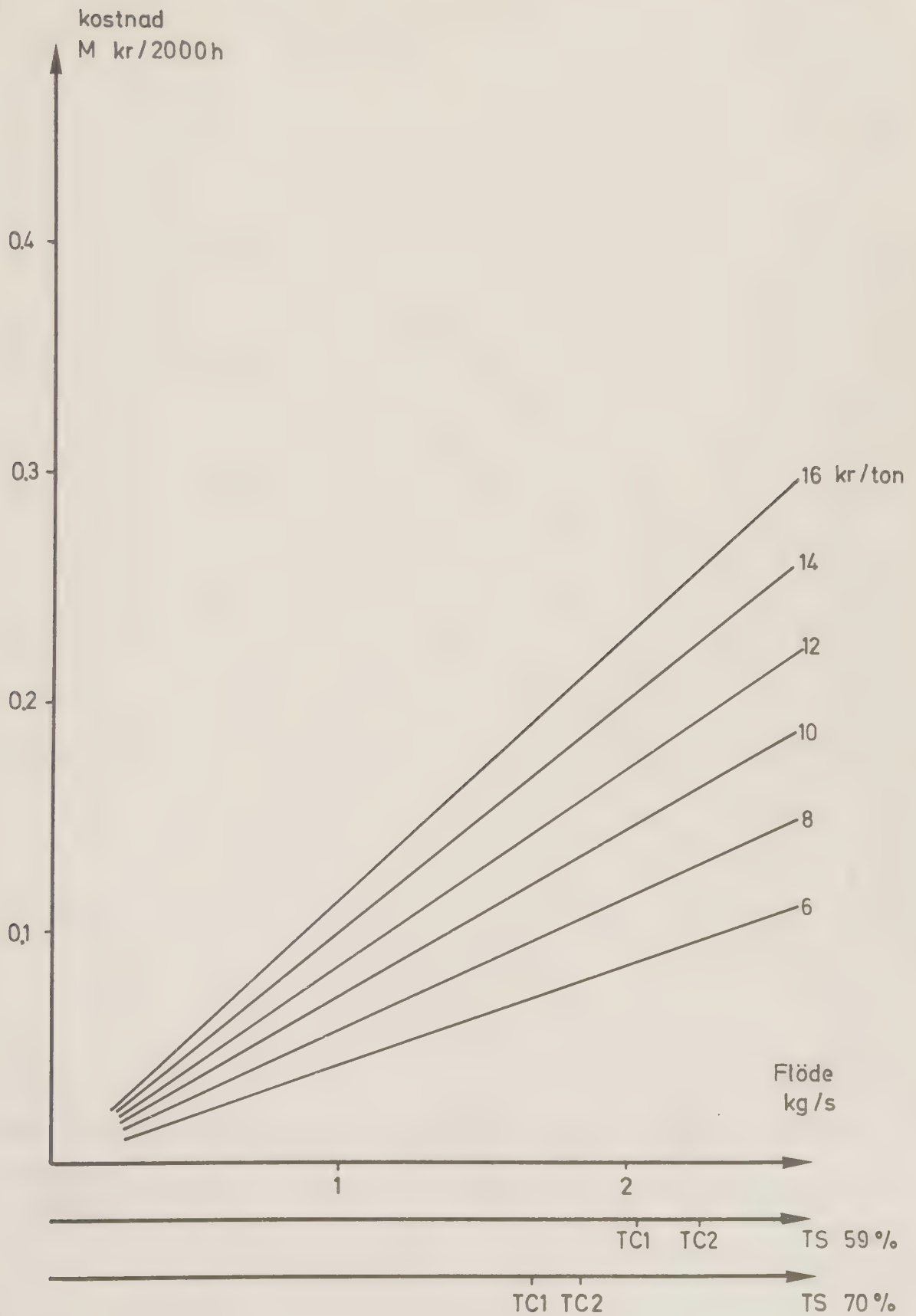
KOSTNAD FÖR UTBYGGNAD AV VÄRMEYTAN I DE OLIKA ALTERNATIVEN



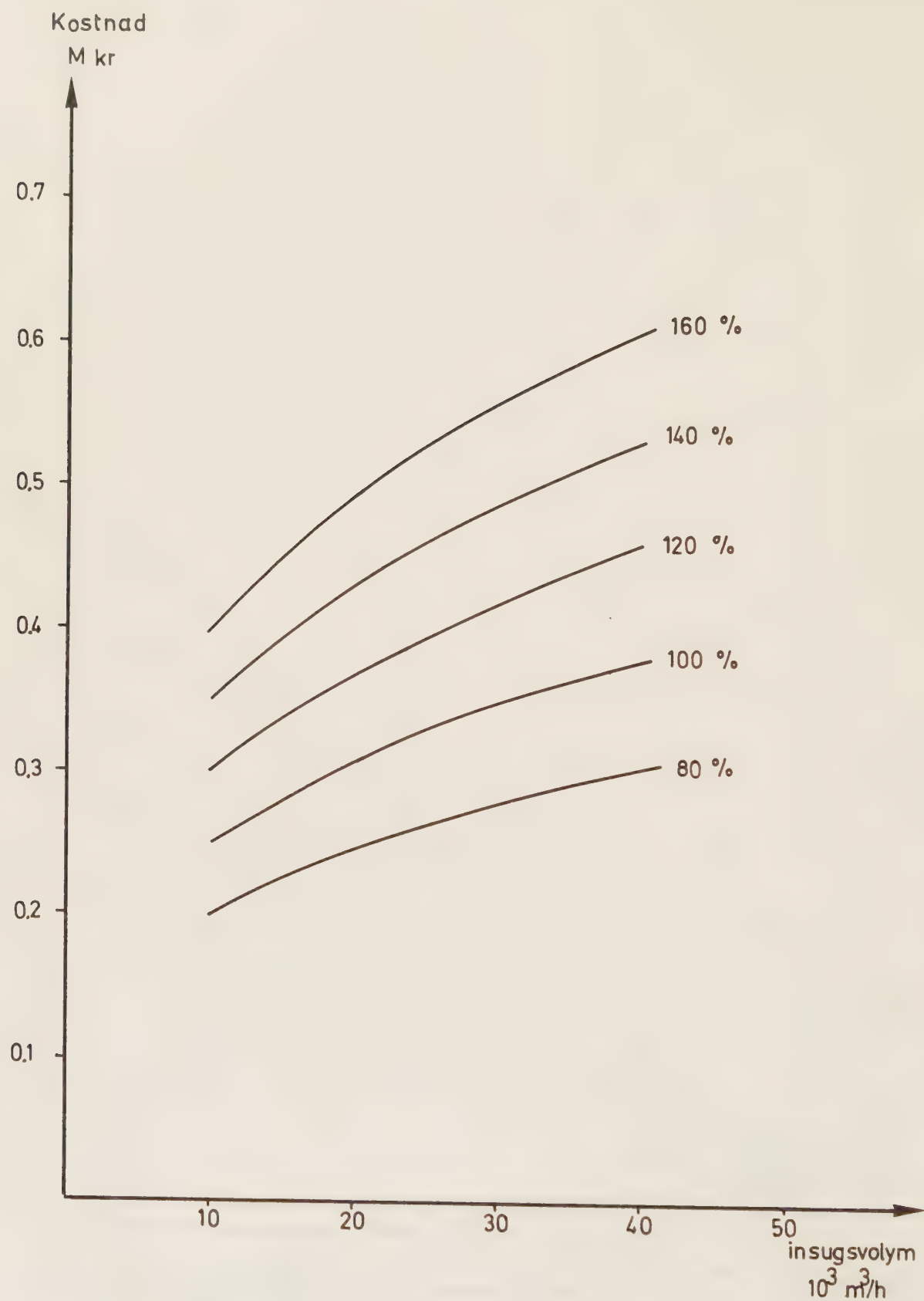
ENERGIBESPARING FÖR DE OLIKA ALTERNATIVEN RELATIVT URSRUGNSANLÄGGNING
FÖR OLIKA ÅNGPRISER



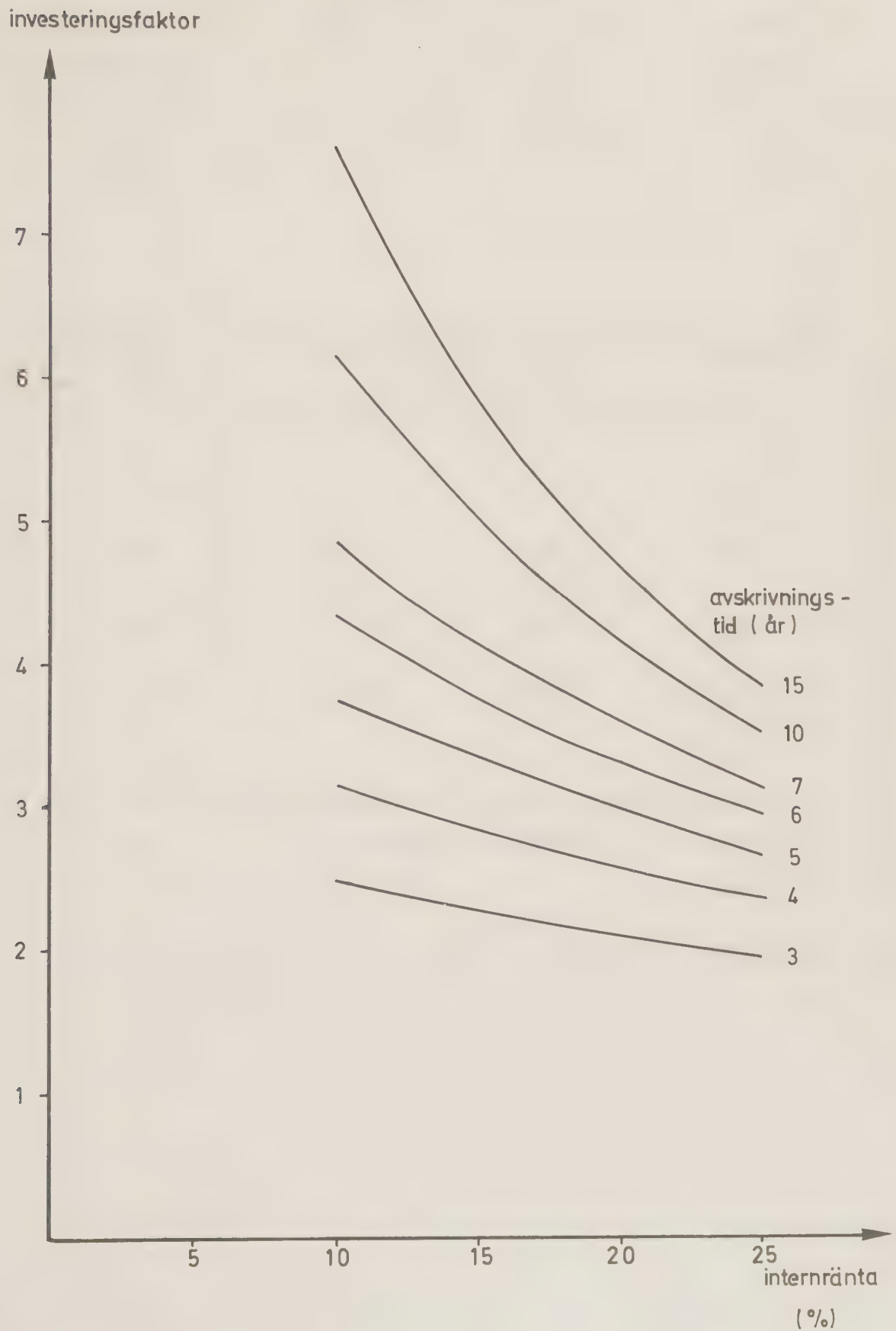
KOSTNAD FÖR EXTRA MAKE-UP MATARVATTEN VID OLIKA PRODUKTIONSKOSTNADER



ANSKAFFNINGSKOSTNAD FÖR 1-STEGS RADIAL BLASMASKIN (100% NOV-77)



INVESTERINGSFAKTORNS BEROENDE AV INTERNRÄNTA OCH AVSKRIVNINGSTID



Ånga 40 kr/ton
Matarvatten 8 kr/ton
Värmeyta 700 kr/m²
Kompressor 0.5 Mkr
Ångejektor 0.1 Mkr
Drifttid 2 000 tim/år
Produkttorrhalt 59 %

Alternativ	Besparing/ år kkr	Investerings- kkr	Investerings- faktor
MC2	222	997	4.49
MCP	216	990	4.58
TC2	14	317	22.6
TC1	87	485	5.57

Besparing, investering och investeringsfaktor för de olika alternativen vid de ovan specificerade kostnaderna.

Ånga	40 kr/ton
Matarvatten	8 kr/ton
Värmeyta	700 kr/m ²
Kompressor	0.6 Mkr
Angejektor	0.1 Mkr
Drifttid	2 000 tim/år
Produkttorrhalt	70 %

Alternativ	Besparing/ år kkr	Investerings- kkr	Investerings- faktor
MS5	112	569	5.08
MC2	478	1160	2.43
MCP	515	1440	2.80
TC2	147	606	4.12
TC1	205	590	2.88
MS6	633	3080	4.87

Besparing, investering och investeringsfaktor för de olika alternativen vid ovan specificerad kostnad.

Ånga	40 kr/ton
Matarvatten	8 kr/ton
Värmeyta	1 000 kr/m ²
Kompressor	0.85 Mkr
Angejektor	0.14 Mkr
Drifttid	2 000 tim/år
Produkttorrhalt	59 %

Alternativ	Besparing/ år kkr	Investerings- kkr	Investerings- faktor
MC2	222	1560	7.03
MCP	216	1550	7.18
TC2	14	450	32.0
TC1	87	700	9.66

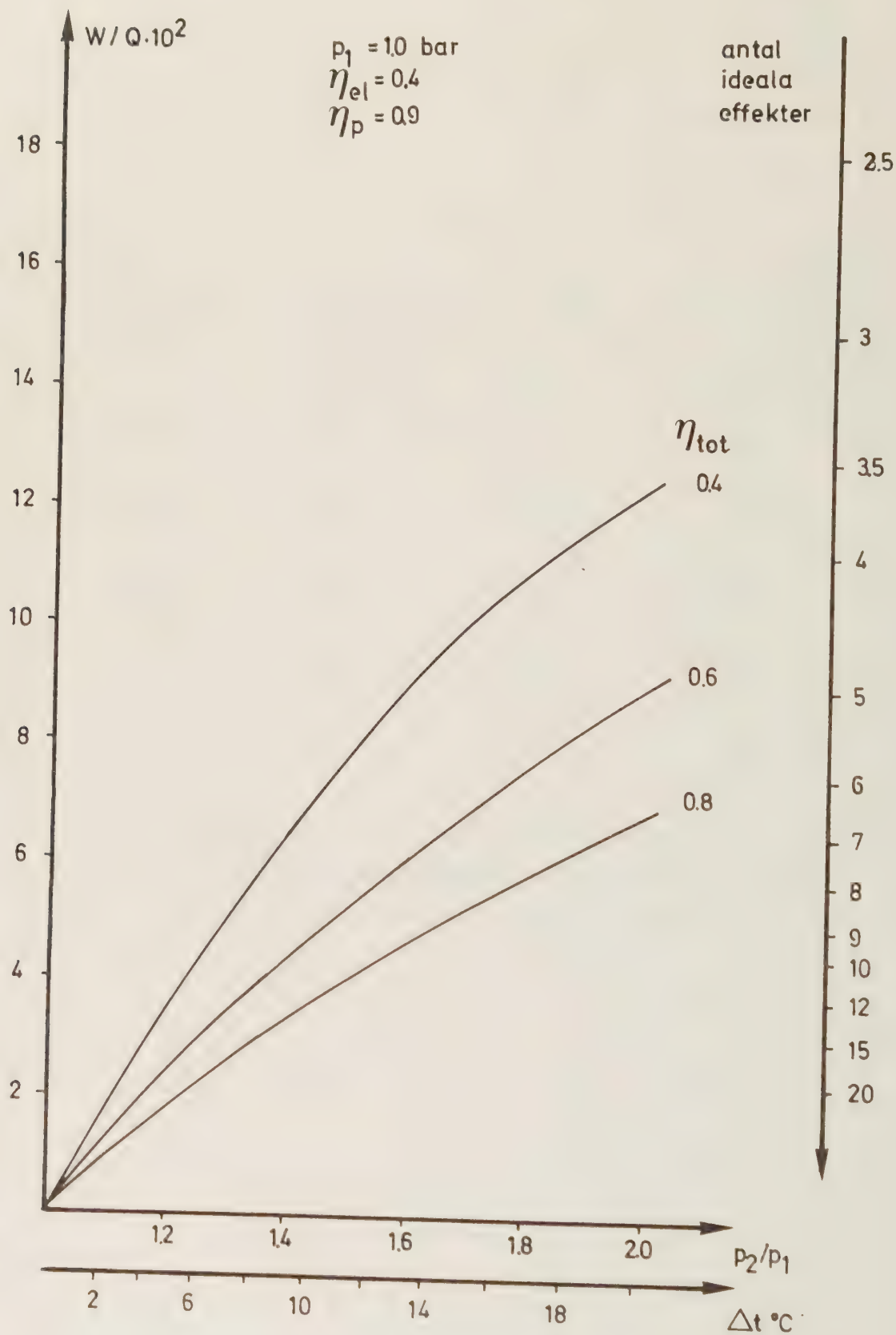
Besparing, investering och investeringsfaktor för de olika alternativen vid de ovan specificerade kostnaderna

Ånga	40 kr/ton
Matarvatten	8 kr/ton
Värmeyta	1 000 kr/m ²
Kompressor	0.85 Mkr
Ångejektor	0.14 Mkr
Drifttid	2 000 tim/år
Produkttorrhalt	70 %

Alternativ	Besparing/ år kkr	Investerings- kkr	Investerings- faktor
MS5	112	814	7.27
MC2	478	1660	3.47
MCP	515	2050	3.98
TC2	147	864	5.88
TC1	205	840	4.10
MS6	663	4400	6.64

Besparing, investering och investeringsfaktor för de olika alternativen vid de ovan specificerade kostnaderna.

ENERGIKVOTEN SOM FUNKTION AV KOMPRESSIÖNSFÖRHÄLLET VID
MEKANISK ÅNGKOMPRESSIÖN





KOD: LUTKDH(TKKA-3008)/1-49/(1980)

EXPERIMENTELL UNDERSÖKNING AV EN
INDUNSTNINGSANLÄGGNING MED MEKANISK
ÅNGKOMPRESSION

SVEN RAGNARSSON

AVDELNINGEN FÖR KEMISK APPARATTEKNIK
LUNDS TEKNISKA HÖGSKOLA
LUND
SVERIGE

SAMMANFATTNING

En pilotplant anläggning har byggts för studium av olika industningsförlopp. Anläggningen utgörs av en fallfilmsindustare, vilkens värmeyta utgörs av plattor, en vridkolvkompressor samt fullständig kringutrustning. Anläggningen kan köras med färskånga eller med mekanisk ångkompression.

Studier av värmeöverföringen har genomförts vid kokning av vatten och sockerlösning upp till koncentrationen 60%. Värmeflödet har bestämts som funktion av koktryck, temperaturdifferens, vätskebelastning och koncentration. Med utgångspunkt från några i litteraturen publicerade samband för värmeöverföringen i fallande filmer har tre olika modeller framtagits för simulering av värmegenomgångskoefficienten i fallfilmsindustaren. Resultaten från simuleringen har jämförts med mätdata.

Det bästa utfallet, där 99% av 263 mätpunkter korrelerades inom $\pm 15\%$, har erhållits med följande modell. Det klassiska Nusseltsambandet för fallande filmer har använts i det rent laminära området. Vid högre Reynolds' tal där vågbildning i filmen uppkommer har ett av Chun och Seban modifierat Nusseltsamband använts. Efter omslaget till turbulent filmströmning vilket är beroende av såväl Reynolds' som Prandtls tal har ettsamband av Narayanamurthy och Sarma använts. I detta förutsättes att Nusselts tal är lika med en konstant gånger Peclets tal med exponenten en tredjedel.

Vid försöken med mekanisk ångkompression bestämdes vridkolvkompressorns effektbehov, verkningsgrad och volymsflöde. Erfarenheten från kompressordriften pekar mot att mycket stabila förhållanden råder. Vid körning i vakuumområdet krävs en större avluftning för att reproducera värmegenomgångskoefficienterna från försöken med färskånga. Ur mätdata fås att vridkolvkompressorns effektbehov kan uppskattas som produkten av svepvolymen, varvtal och tryckdifferens samt att verkningsgraden och volymsflödet är beroende av tillbakaläcket i vridkolvkompressorn.

Dokumentutgivare

Kemisk Apparatteknik
Handläggare
Roland Wimmerstedt
Författare

Sven Ragnarsson

Dokumentnamn

Rapport
Utgivningsdatum

November 1980

Dokumentbeteckning

LUTKDH/(TKKA-3008)
/1-49/(1980)
Ärendebeteckning

Dokumenttitel och undertitel

Experimentell undersökning av en indunstningsanläggning med mekanisk ångkompression

Experimental investigation of an evaporation plant with mechanical vapour re-compression

Referat (sammmandrag)

A pilot evaporation plant was constructed to investigate different modes of operation. The plant includes a falling film evaporator, a rotary displacement blower and complete auxiliary equipment. It is possible to run the plant with live steam or with mechanical vapour recompression.

Measurements of the overall heat-transfer coefficient for the falling film evaporator was performed for water and sugar solutions at different concentrations. A computer program for modeling of the heat transfer in a falling film evaporator was developed. Different published correlations of heat transfer through falling films were tried and compared with the test results.

A number of experiments were performed with mechanical vapour recompression. Besides common characteristics of the complete system, data as power consumption, efficiency and volumetric flow rate for the blower, were determined.

Referat skrivet av

S Ragnarsson
Förslag till ytterligare nyckelord

Klassifikationssystem och -klass(er)

Indextermer (ange källa)

Omfång

53 pages

Språk

Swedish

Sekretessuppgifter

Dokumentet kan erhållas från

Avd för Kemisk Apparatteknik
Kemicentrum, Box 740
S-220 07 LUND 7

Pris

Övriga bibliografiska uppgifter

ISSN

ISBN

Mottagarens uppgifter

1. INLEDNING	1
2. FÖRSÖKSANLÄGGNING	2
2.1 Försöksuppställning	2
2.2 Reglersystem	6
2.3 Mätutrustning	8
2.4 Datainsamling	9
3. BESTÄMNING AV VÄRMEGENOMGÅNGSKOEFFICIENTER	11
3.1 Experimentell teknik	11
3.1.1 Uppstart av försöksanläggning	11
3.1.2 Mätförfarande	11
3.2 Beräkning av värmegenomgångskoefficienter ur mätdata	12
3.3 Simulering av värmegenomgångskoefficienter	15
3.3.1 Bakgrund	15
3.3.2 Värmeöverföringskorrelationer	16
3.3.3 Datorprogram	21
3.3.4 Resultat av datorsimulering	23
3.4 Uppkoncentrering av blekeriavfallsvatten	27
4. MEKANISK ANGKOMPRESSION	31
4.1 Experimentell teknik	31
4.1.1 Uppstart av kompressor	31
4.1.2 Mätningar	31
4.2 Drifserfarenheter	32
4.3 Vridkolvkompressorns funktion	32
4.4 Resultat av kompressormätningar	36
4.5 Alternativ koppling	43
4.6 Kapacitetsreglering	45
BETECKNINGAR	50
REFERENSER	52

1. INLEDNING

Indunstning dvs uppkoncentrering av en lösning genom avdrivning av lösningsmedlet kräver mycket stora mängder värmeenergi. Den till anläggningen förda värmeenergin utgörs av ånga av ett givet tryck. En i det närmaste motsvarande ångmängd lämnar anläggningen vid ett lägre tryck. Hur stor värmemängd som måste tillföras en anläggning med en given kapacitet är avhängigt av hur många effekter som finns i anläggningen.

I de flesta fall arbetar en indunstningsanläggning i ett givet temperaturintervall. Temperaturintervallet bestäms dels av hur anläggningen är integrerad i den övriga processen, dels av de termiska egenskaperna hos vätskan som skall uppkoncentreras. Dessa faktorer medför i många fall att temperaturdifferensen i de olika effekterna är begränsad.

Den senaste tidens stigande energipriser medför, att man strävar efter allt fler effekter i anläggningen. Denna strävan ökar intresset för apparattyper vilka har en god värmegenomgångskoefficient och stabil drift vid låga temperaturdifferenser. En indunstare som har dessa egenskaper är fallfilmsindunstaren.

Förutom att öka antalet effekter i anläggningen kan energibehovet för ett givet indunstningsarbete minskas genom att mekanisk ångkompression används. Vid mekanisk ångkompression är energibehovet avhängigt temperaturdifferensen varför det ur energisynpunkt är önskvärt att denna är så liten som möjligt.

För dimensionering av en indunstningsanläggning är värmegenomgångskoefficienten för den apparattyp som skall användas av vital betydelse. I föreliggande arbete presenteras underlag för beräkningen av värmegenomgångskoefficienten i en fallfilmsindunstare av typ Rosco under olika driftsbedingungen baserat på mätningar på vatten och sockerlösningar av olika koncentrationer. De från mätningarna framräknade värmegenomgångskoefficienterna har jämförts med en modell vilken är uppbyggd med hjälp av i litteraturen publicerade korrelationer för värmeövergångskoefficienter.

Vidare har undersökts möjligheterna att använda en vridkolvkompressor och dess energiförbrukning vid indunstning med mekanisk ångkompression.

2. FÖRSÖKSANLÄGGNING

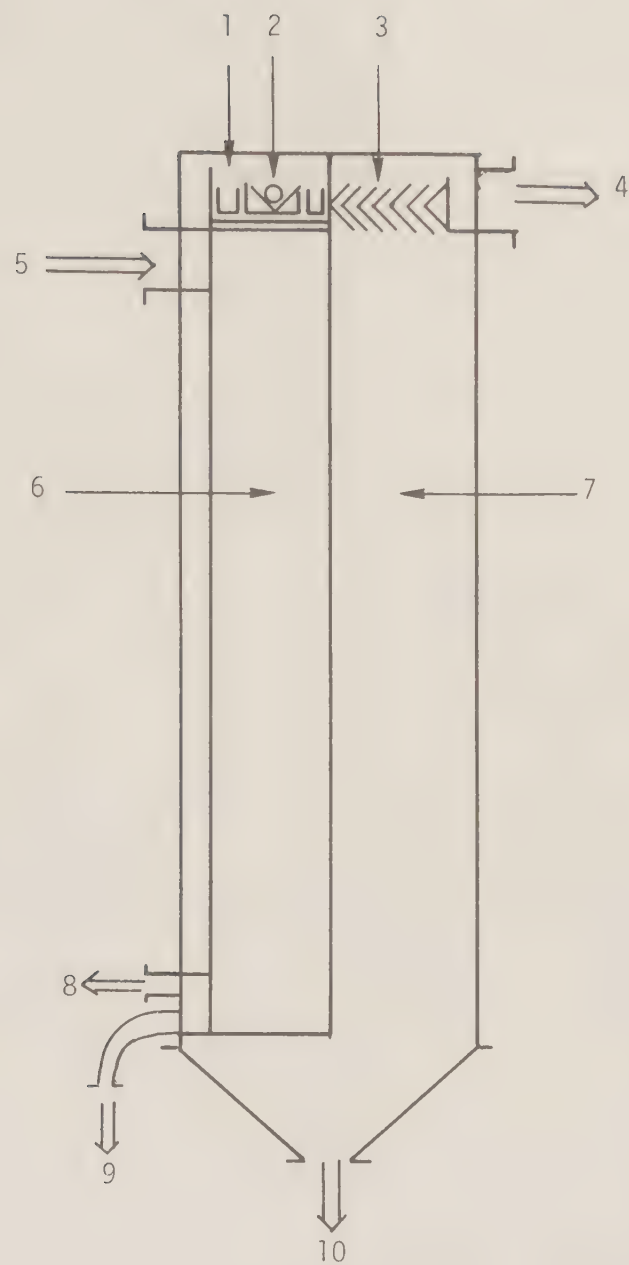
2.1 Försökuppställning

Indunstaren, se fig 1, utgörs av en mantel i vilken 7 stycken vertikala värmeelement med en sammanlagd yta av 13 m^2 har placerats. Elementen utgörs av plåtar av syrafast stål, vilka har pressats för att sedan sammanfogas. I hålrummet mellan plåtarna sker kondensationen av den värmande ångan. På värmeelementets utsida strömmar filmen från vilken avkokningen sker. Filmen genereras med hjälp av vätskefördelning i indunstarens topp. Vätskefördelningen åstadkommes med hjälp av två lådor i vars botten finns 49 st hål med diametern 5 resp 9 mm. Lådan med 5 mm håldiameter har låg kant och är placerad inne i lådan med 9 mm håldiameter. Den inre lådan har ungefär 1/3 så hög kant som den yttre lådan och dess hål är placerade rakt ovanför den yttre lådans hål. Den inkommande vätskan leds till den inre lådan, vilken används till fördelning av lägre flöden. Vid större flöden svämmas den inre lådan över och den yttre lådan ombesörjer vätskefördelningen. I indunstarens nedre del, vilken är konisk, samlas vätskan som lämnar värmeelementen. Från vätskeansamlingen (ca 100 l) tages produkten ut medan återstoden recirkuleras. Recirkulationsflödet kan varieras från 0 till 6 l/s med hjälp av centrifugalpump och ventil för reglering.

I figur 2 återfinns kopplingsschemat för försöksanläggningen. Vätskan, som skall uppkoncentreras, pumpas från förrådstanken (2 m^3) genom en värmeväxlare (Alfa Laval P13) in i indunstarens recirkulationskrets. Pumpen som används är en excenterskruvpump vars flöde kan varieras med en varvtalsvariator från 0 till 0.6 l/s. Förvärmaren är en plattvärmeväxlare med värmeöverföringsytan 9 m^2 uppdelad i tre sektioner. Vid uppvärmningen används i tur och ordning kondensat, produkt och färskånga. Ångmängden regleras, så att valfri temperatur mellan 50 och 150°C erhålles på den förvärmda vätskan.

I indunstarens botten uttages produkten vilken pumpas med en excenterskruvpump genom förvärmaren till produkttanken (0.9 m^3). Produktpumpens flöde (0-0.6 l/s) regleras av varvtalsvariator vilken styrs av vätskenivå i indunstaren.

Den inkommande ångan till anläggningen leds till en ånglåda. Uttagen från ånglådan sker vertikalt uppåt för att undvika att smuts och vattendroppar medföljer ångan. I ånglådans botten finns ett kondensatuttag. Kondensatet



- 1 vätskefördelning
- 2 inkommande vätska
- 3 droppavskiljare
- 4 utgående ånga
- 5 inkommande ånga
- 6 värmeyta
- 7 ångrum
- 8 avluftning
- 9 kondensat
- 10 utgående vätska

Fig 1 Principskiss över fallfilmsindunstare

leds via en ångfälla till avloppet. Indunstarens primärånga leds från ånglådan genom en reglerventil, vilken styrs av tryckdifferensen mellan kondenserings- och koktrycket, till värmeelementen. För att undvika ansamling av icke kondenserbara gaser tas en del (någon procent) av primärångan ut från värmeelementets nedre del. Den avdragna ångan leds via tryckreducering till kondensorn. Indunstarens kondensat samlas i en mätbyrett. Kondensatet pumpas med centrifugalpump genom tryckreduceringsventil och pneumatisk avstängningsventil genom förvärmaren till kondensattanken eller till avlopp. Kondensatpumpens flöde ställs in med handmanövrerade ventiler så att max och min flöde erhålles beroende på om en eller två avstängningsventiler är öppna. Avstängningsventilerna regleras med hjälp av nivån i byretten så att den första öppnas vid låg nivå och den andra vid hög nivå.

Den avkokade ångan strömmar med låg hastighet uppåt mellan värmeelementen. Ångan passerar genom en demister som sitter i indunstarens topp och leds till kondensorn. Denna utgörs av en spiralförvärmare med värmeytan 10 m^2 . Sekundärkondensatet (kondensat från kondensorn) samlas i ett mätkärl. Sekundärkondensatet pumpas med en excenterskruvpump genom förvärmaren till kondensattank eller till avloppet. Nivån i mätkärllet regleras med varvtalsvariator och med en återledning från pumpens utlopp till den inlopp. Återledningen på/av regleras med hjälp av nivån i mätkärllet. Primärkondensat och sekundärkondensat kan oberoende av varandra ledas genom förvärmaren till kondensattanken eller till avlopp.

Vid mekanisk ångkompression tas ånga från sekundärsidan på ledningen mellan indunstare och kondensor. På insugsledningen till kompressorn tillsätts ånga av trycket 1 MPa. Ångan tryckreduceras vid inblåsningen i insugsledningen. Ångtillsatsen göres för att kompensera värmeförluster samt för att överhätta ångan något i syfte att undvika vattendroppar i ångan.

Vid kompressionen av vattenånga används en vridkolvkompessor. Kompressorn har två axlar med tre kolvar på vardera axeln. Gasen stängs in mellan två kolvar och kompressorhus och förs från insug till utblås när axlarna roterar. Genom varvtalsreglering kan den insugna volymen varieras mellan $1.6 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$ och $0.6 \text{ m}^3/\text{s}$. Kompressorn är tillverkad av brons och dess maximala arbetstemperatur är 180°C . För att begränsa kompressorns arbetstemperatur kan primärkondensat insprutas. Kondensat tas från en behållare monterad på indunstarens kondensatuttag. Från behållaren

pumpas kondensatet med en excenterskruvpump till munstycken riktade mot kompressorns insugs- och utblåsningsportar. Det sammanlagda flödet är 0.02 l/s vid tryckdifferensen 203 kPa. Munstyckenas matningstryck regleras mellan 0-600 kPa dels med varvtalsreglering av pump och dels med en överströmningsventil vilken sitter kopplad i en återföringsledning vid pumpen.

Kompressorn drivs av en kortsluten asynkronmotor (55 kW) vilken är sammanbyggd med en virvelströmvariator. Variatorns utgående varvtal kan manuellt eller med styrsignal (4-20 mA) regleras från 100 till 1350 r/m. Transmissionen mellan variatorn och kompressorn har utväxlingen 2.66 och sker med kilremmar.

Anläggningen är byggd i syrafast stål (SIS 2343) förutom kompressorn som är tillverkad av brons. Indunstaren har arbetstrycket från 400 kPa vid 143⁰C till vakuum.

2.2 Reglersystem

Indunstarens koktryck regleras genom tillförsel av luft till kondensorn vilken arbetar med konstant kylvattenflöde. Från kondensorn går en ledning via vakuumpump till atmosfären. På denna ledning mellan kondensor och vakuumpump uttages ärvärdet till en pneumatisk PI regulator. Regulatorn mäter trycket med rörfjäder och har ett reglerintervall från 0.02 MPa till 0.4 MPa. Den utgående signalen från regulatorn styr en reglerventil vilken är placerad på en tryckluftsledning, som är ansluten till ledningen mellan kondensor och vakuumpump.

Tryckdifferensen mellan indunstarens primär- och sekundärsida mäts med två elektriska tryckdifferensmätvärdesgivare med mätområdena 25 kPa och 100 kPa. Signalen från mätvärdesgivaren, vilken väljes beroende på mätområde, är kopplad till en mätvärdesomvandlare där mätvärdesgivarens 0-40 mV signal omvandlas till 0-20 mA signal. Den utgående signalen från mätvärdesomvandlaren går till en pneumatisk indikerande PI-regulator med vridspole som mottagarsystem. Regulatorn styr en reglerventil, vilken är försedd med ventillägesställare, som sitter på ledningen mellan ånglåda och indunstare.

Förvärmningstemperaturen regleras med en PI-regulator med temperaturintervallet 50⁰ - 150⁰C. Regulatorn är utrustad med temperaturmätare av

expansionstyp vilken är placerad i förvärmarens utlopp. Regulatorn styr en reglerventil som sitter på ledningen från ånglådan till värmeväxlaren.

Vätskenivån i indunstaren mäts på kapacitiv väg. På indunstarens vätskeståndsror sitter två kopparbleck monterade vilka tillsammans med glaströret och vätskan i röret fungerar som kondensator. Kondensatorns kapacitans varierar med vätskenivån. Den ovan beskrivna kondensatorn sitter monterad i en kapacitansbrygga från vilken ärvärdet uttages. På produktpumpens varvtalsvariator, vilken är avsedd för handmanövrering, sitter en reglermotor. Reglermotorn är försedd med ändlägsebrytare och återföringspotentiometer. Med hjälp av återföringspotentiometern detekteras det aktuella flödet genom pumpen. Signalen från kapacitansbryggan och återföringspotentiometern styr reglermotorns läge.

Nivån i mätkärllet, vilket används för mätning av primärkondensatflödet, detekteras med en tryckdifferensmätvärdesgivare. Signalen från givaren leds till en styrenhet, vilken manövrerar två magnetventiler. I styrenheten finns maximi- och minimivärden med vilka signalen från givaren jämförs. Är signalen från givaren mindre än minimivärdet är bägge ventilerna stängda. En ventil är öppen mellan minimi- och maximivärdena och bägge ventilerna är öppna när signalen från givaren är större än maximivärdet. Med regleringen fås således tre olika primärkondensatflöden beroende på nivån i mätkärllet. Minimi- och maximiflödenas storlek regleras som tidigare framkommit med handmanövrerade ventiler.

Nivån i sekundärkondensatmätkärllet detekteras kapacitivt med två kopparbleck som sitter på mätkärllets vätskeståndsror. Kondensatorns kapacitans påverkas av vätskepelarens längd mellan kopparblecken. Kondensatorn är kopplad i en brygga vars utgående signal jämförs med inställda max- och min-värdet. Är nivån högre än maxvärdet stängs ventilen och är nivån lägre än minimivärdet öppnas ventilen som sitter i sekundärkondensatpumpens förbiledning.

2.3 Mätutrustning

I anläggningen mäts temperatur, tryckdifferens, flöde samt kompressorns effektförbrukning och varvtal.

Temperaturen mäts genomgående med termoelement som är av typ koppar/konstantan. Vid mätning av vätsketemperaturer används termoelement vilka är

kapslade med skyddsrör av syrafast stål. Ängtemperaturer mäts med termoelement med frilagt lödställe. Termoelementen är fastgjutna i ett rör med lim så att lödstället skjuter ut ca 1 cm utanför röret.

Tryckdifferenser mäts genomgående med mätvärdesgivare av fabrikat Statham (PM 8502). Mätvärdesgivaren har två membran vars rörelse överförs till och detekteras av fyra trådtöjningsgivare som är sammankopplade elektriskt till en brygga. Mätsignalen av storleksordning några tiotals millivolt uttages från bryggan vilken matas med likström 8-10 V. Mätvärdesgivarna är monterade så nära mätpunkterna som möjligt och placerade så att impulsledningarna i möjligaste mån får en horisontell dragning. För att motverka att ånga tränger in i ledningarna ventileras ledningarna med små flöden av tryckluft.

Ingående vätskeflöde mäts med en rotameter (Fischer & Porter D10A1197A) med vars hjälp det är möjligt att mäta flöden mellan $5.5 - 69.5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$. En likadan rotameter används för mätning av utgående produktflöde. För bestämning av recirkulationsflödet används en magnetisk flödesmätare av fabrikat Siemens (M56411), vilken är kopplad till en mätvärdesomvandlare. Signalen från mätvärdesomvandlaren registreras av en linjeskrivare.

Primär- och sekundärkondensatflödena kan mätas på två sätt, dels med rotameter (Fischer & Porter D10A1197A) och dels med mätkärl. Mätkärllet är cylindriskt och har diametern 0.15 m. Genom att stänga utloppet från mätkärllet en given tid och mäta nivåändringen i kärlet kan kondensatflödet bestämmas. Utloppet från mätkärllet för primärkondensat kan stängas och öppnas med signaler till styrenheter för reglering av nivån i mätkärllet. Vid stängning bortkopplas reglerfunktionen och inkopplas igen vid signalen som öppnar utloppet från mätkärllet. Nivån i mätkärllet detekteras med en differenstryckmätvärdesgivare med vilken nivåändringar upp till 0.5 m från referensnivån kan mätas, vilken används vid nivåregleringen.

Kompressorns effektförbrukning mäts indirekt. På två av drivmotorerna ingående fasar har monterats strömtransformatorer vars omsättning är 100/5. Utgående ström från transformatorerna är tillsammans med de tre fasspänningarna kopplade till en mätvärdesomformare (Siemens MU-W2-MO 8742) varifrån en signal 0-20 mA erhålles. Eftersom variatorn har samma ingående och utgående vridmoment fås att kvoten mellan in- och utgående effekt är lika med kvoten mellan in- och utgående varvtal. För att möjliggöra beräkningen av utgående effekt fordras att utgående varvtal är känt.

För reglering av utgående varvtal finns en så kallad pilot generator på variatorns utgående axel. Generatorns spänning och frekvens är direkt proportionella mot varvtalet. Vid varvtalet 16.7 s^{-1} är spänningen 20 V och frekvensen 400 Hz. Signalen från generatoren används för att dels beräkna kompressorns effektförbrukning och eftersom utväxlingen mellan kompressor och variator är 2.66:1 även för bestämning av kompressorns varvtal.

2.4 Datainsamling

För insamling av mätdata används ett datainsamlingssystem bestående av en digitalvoltmeter (Solartron, A210) och en mätpunktsväljare (Solartron Serie 3). På mätpunktsväljarens baksida finns anslutningsplintar till vilka mätvärdesgivare är anslutna. Till mätpunktsväljaren har anslutits samtliga termoelement och samtliga tryckdifferensmätvärdesgivare, variatorns utgående varvtal samt ingående effekt till kompressorns drivmotor. Vidare tas från mätpunktsväljaren signaler för på/av reglering av ventilerna vilka är placerade på primärkondensatmätkärllets utlopp. Anslutningen av mätvärdesgivare är utförda i 10-grupper. Vid inkopplingen av termoelement har varje 10-grupp ett gemensamt kallt lödställe, vilket vid mätning med hjälp av tungrelä kopplas samman med det aktuella termoelementet. Voltmetern, vilken har en ingångsresistans större än $1 \text{ G}\Omega$ i 100 mV området, bestämmer med mätförfarandet dual ramp signalen från den uppkopplade mätvärdesgivaren. Resultatet digitaliseras och överförs till styrenheten.

Som styrenhet vid mätningarna används en minidator (Digital, PDP 11/20) till vilken datainsamlingssystemet är anslutet. Anslutningen sker vid anslutningsboxar som är utplacerade på olika platser i apparathallen till ett interface vilket är inkopplat på datorns databuss. Från datorns sida betraktas insamlingssystemet som en perifer enhet. Vid mätning får datainsamlingssystemet information från datorn så att önskad kanal kopplas upp av mätpunktsväljaren och så att önskat mätområde och önskad mät hastighet ställs in på voltmetern. Efter mätningen sänds resultatet för den aktuella kanalen till datorn. Mätresultaten kan med datorns hjälp lagras på skivminne, pappersremsa eller magnetband. Vid försöksanläggningen har en terminal (Teletype ASR-33) anslutits till datorn.

Programvaran som används för styrning av datainsamlingen är skriven i FORTRAN. Från styrprogrammet anropas två underprogram skrivna i MACRO,

vilka ombesörjer kommunikationen mellan styrprogrammet och datainsamlings-systemet. Styrprogrammet kontrollerar tiden genom anrop till en systemrutin vilken läser av värdet på datorns klocka. När tidpunkten för mätning inträffar anropar styrprogrammet kommunikationsrutinerna varvid mätningen verkställs. Anropet innehåller tre vektorer. Den första vektorn innehåller styrparametrar för datainsamlingssystemet. Vektorn anger bland annat på hur många kanaler mätningen skall ske samt voltmeterens mätområde och mät hastighet. Den andra vektorn innehåller numren på de kanaler som skall mätas. I den tredje vektorn lagras mätresultaten. I många fall är tidsintervallet mellan mätningarna så stort att tid finns för en första bearbetning av mätresultaten och utskrift av vissa resultat på terminalen. De utskrivna resultaten kan användas för kontroll av de inställda parametrarna på försöksanläggningen.

3. BESTÄMNING AV VÄRMEGENOMGANGSKOEFFICIENTER

3.1 Experimentell teknik

3.1.1 Uppstart av försöksanläggning

Påfyllning av vätska i indunstaren sker genom att ingående produktump startas. När normal vätskenivå i indunstaren uppnåtts startas recirkulationspump och utgående produktump. Värmeväxlarens utgående temperatur ställs in så att den ingående produkten till indunstaren blir kokvarm. Kylvatten till kondensorn kopplas på och ventilen på avluftningsledning mellan indunstarens primärsida och kondensorn öppnas helt. Indunstarens koktryck och tryckdifferens ställs in. När kokningen kommit igång startas kondensatpumparna och avluftningen justeras till ett önskat flöde. Anläggningen är nu i drift.

3.1.2 Mätförfarande

Vid varje försök hålls ingående produktflöde, recirkulationsflöde, tryckdifferens, koktryck, produktkoncentration samt förvärmningstemperatur konstanta. Flödena ställs in för hand och konstanthållningen är god. Tryckdifferens, koktryck och förvärmningstemperatur styrs av regulatorer. För kontroll av dessa tre storheters stationäritet används datainsamlingssystemet. Produktkoncentrationen vid försöken med sockerlösning bestäms med refraktometer. När stationäritet inträtt startas försökets mätningar, vilka pågår kontinuerligt i 1800 sekunder. Varje försök är uppdelat i 20 cykler. Under en cykel mäts samtliga temperaturer, tryckdifferenser och primärkondensatflöde samt effekt och varvtal för kompressorns drivmotor. För beräkningen av en indunstarens värmeegenomgångskoefficient fordras den överförda effekten, vilken kan beräknas med hjälp av kondensatflöde och entalpiskillnaden mellan ånga och kondensat. Mätning av kondensatflödet inleds med att utloppet från primärkondensatmätkärllet stängs med signal från datainsamlingssystemet.

På givna tidsintervall, vilka ingår som indata till styrprogrammet, mäts nivån i mätkärllet sex gånger varefter mätkärllets utlopp öppnas med en signal från datainsamlingssystemet. De sex uppmätta volymerna anpassas till ett linjärt samband mellan volym och tid ur vilket flödet framräknas. Detta mätförfarande används emedan pulsationer i kondensatflödet förekommer. En trolig orsak till pulsationerna är att vibrationer från

från pumparna fortplantar sig genom anläggningen och påverkar uppbyggnaden av kondensatfilmen. Medelvärdena av de 20 uppmätta koktrycken, tryckdifferenserna och kondensatflödena används för att beräkna försökets värmegenomgångskoefficient. Samtliga mätresultat lagras på magnetband för fortsatt bearbetning.

3.2 Beräkning av värmegenomgångskoefficienten ur mätdata

Värmeöverföringen i en indunstare ges av

$$Q = k \cdot A \cdot \Delta t$$

3-1

vilket medför att värmegenomgångskoefficienten (k) kan beräknas om den överförda effekten (Q), värmeytan (A) och temperaturdifferensen är kända. Värmeöverföringskoefficienten i en indunstare grundar sig vanligtvis på temperaturdifferensen mellan kondenseringsidans mättnadstemperatur och vätskans koktemperatur vid utloppet till separatorn.

Vid försöken uppmättes atmosfärstrycket och tryckdifferenserna mellan atmosfärs- och koktryck respektive kondenserings- och koktryck. Med hjälp av de uppmätta tryckdifferenserna och atmosfärstrycket kan koktryck och kondenseringsstryck fastläggas. Ur sambandet mellan tryck och temperatur för mättad vattenånga fås sedan mättnadstemperaturen på kok- respektive kondenseringsidan. I de fall där produkten har kokpunktsförhöjning adderas denna till koksidas mättnadstemperatur vid beräkningen av temperaturdifferensen.

Den överförda effekten (Q) utgörs av produkten av kondensatflödet och entalpskillnaden mellan inkommande ånga och utgående kondensat. Vid mätningarna har underkylningen av kondensat försumrats emedan temperaturfallet över kondensatfilmen vid värmeytans nedre del vid försöken uppgick till maximalt ett par grader.

I fig 3 och 4 återfinns en del av de uppmätta värmegenomgångskoefficienterna som funktion av Reynolds' tal och Prandtls tal i vätskefilmen på koksidan som parameter. Värmegenomgångskoefficienterna i fig 3 resp fig 4 är uppmätta med vatten resp sockerlösning som produkt. Av mätningarna framgår att vid lösningar med låg koncentration (lågt Prandtls tal) sker en ökning av värmegenomgångskoefficienten med avtagande temperaturdifferens. Inverkan av temperaturdifferensen avtar med ökande koncentration

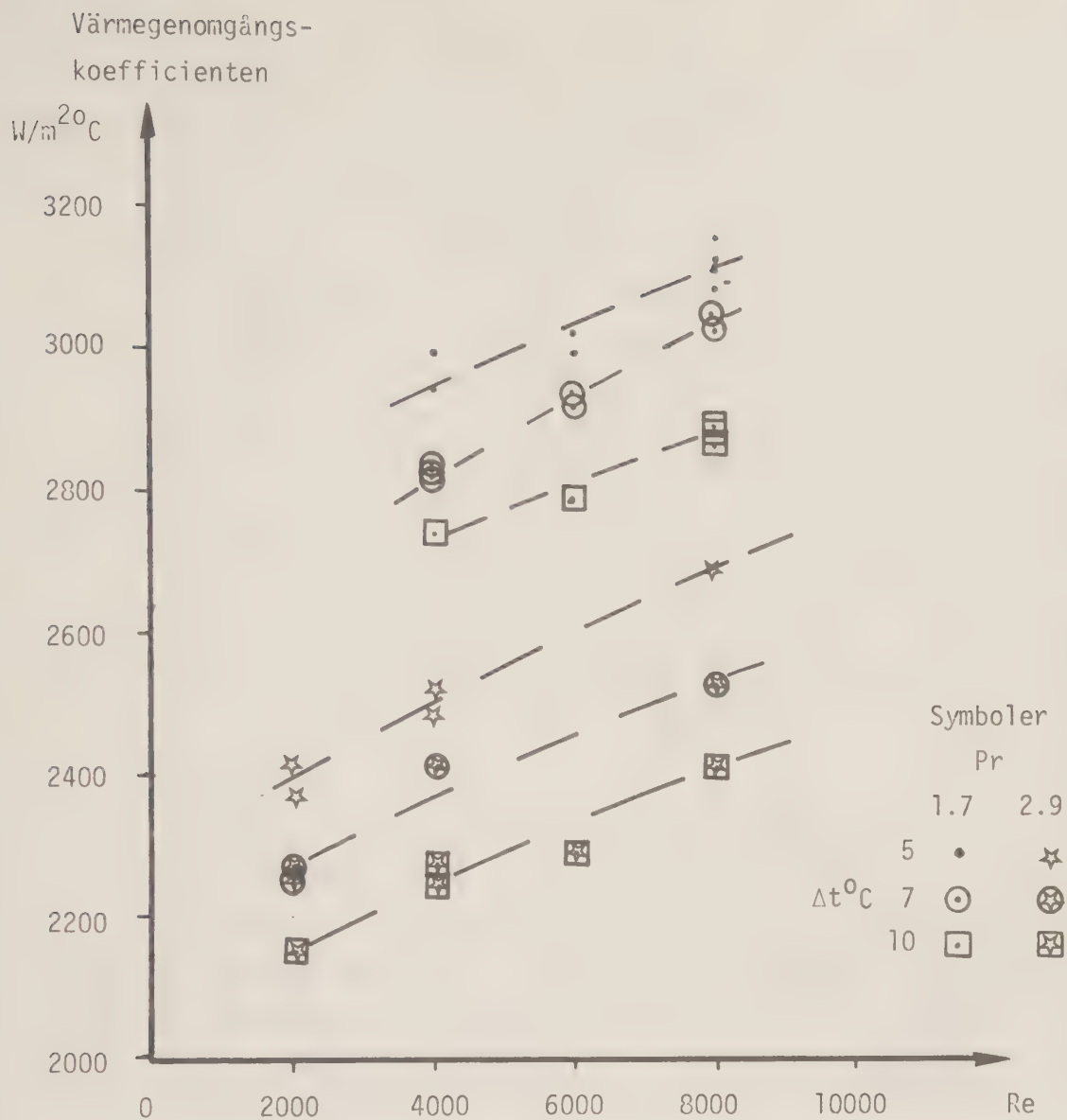


Fig. 3 Uppmätta värmegenomgångskoefficienter för vatten som funktion av Reynolds' tal vid olika temperaturdifferenser och olika Prandtls tal.

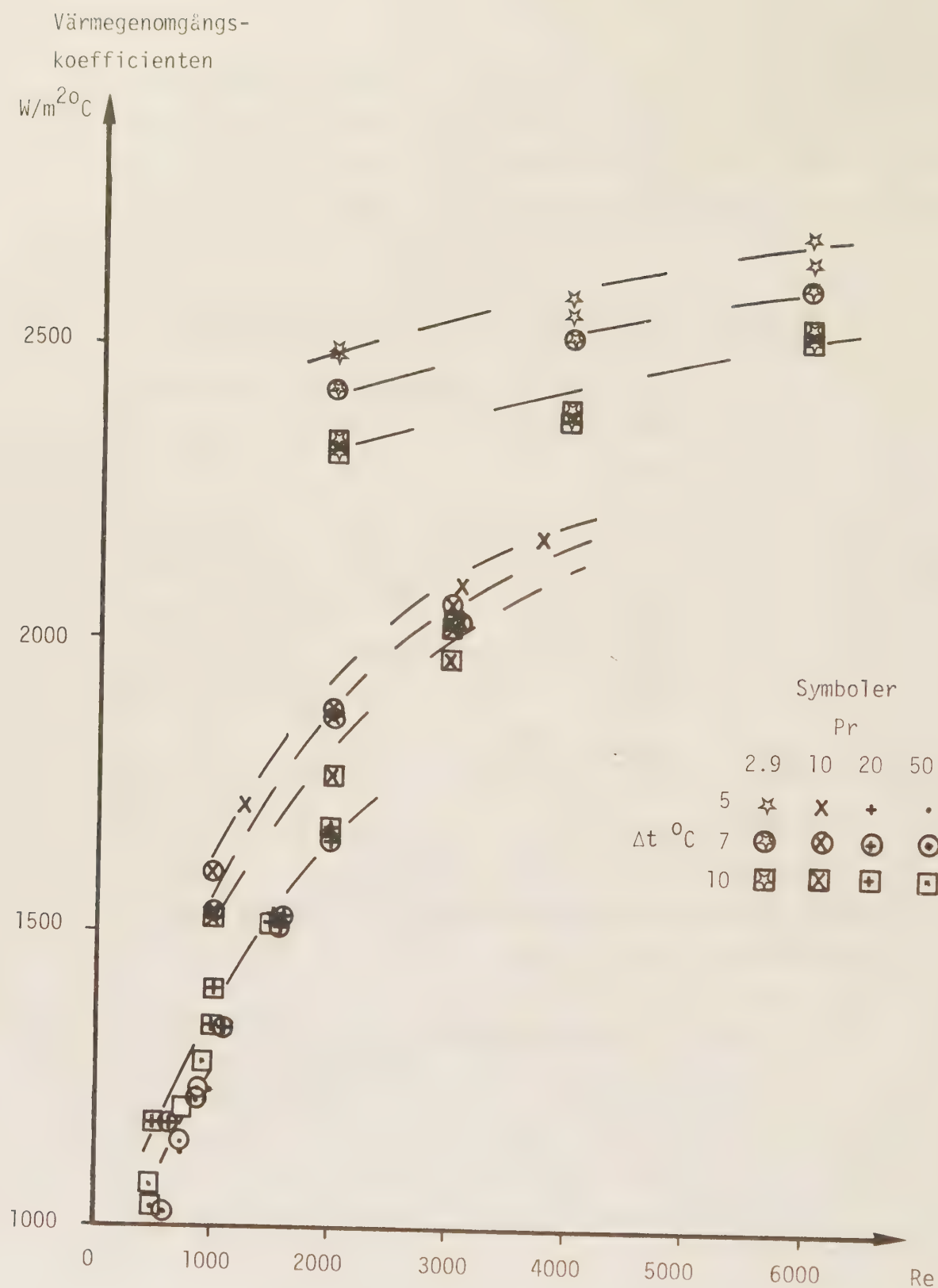


Fig. 4 Uppmätta värmeöverföringskoefficienter för sockerlösning som funktion av Reynolds' tal vid olika temperaturdifferenser och olika Prandtl's tal.

(högt Prandts tal). Vid låga Prandts tal är medelvärde av det termiska motståndet i kondensat- och vätksefilmerna av samma storleksordning. En ökning av temperaturdifferensen medför en ökad värmebelastning och därmed en tjockare film på kondenseringsidan och ett större termiskt motstånd vilket vid konstanta förhållanden på koxsidan ger en sänkning av värmeegenomgångskoefficienten. Vid högre Prandts tal dominerar det termiska motståndet på koxsidan, vilket medför endast små variationer av värmeegenomgångskoefficienten med temperaturdifferensen. Av mätdata framgår också att beroendet av Reynolds' tal är större vid högre Prandts tal än vid låga. Även detta beror på att det totala termiska motståndet domineras av koxsidans motstånd vid höga Prandts tal och att koxsidans motstånd i hög grad är beroende av produktfilmens Reynolds' tal.

3.3 Simulering av värmeegenomgångskoefficienter

3.3.1 Bakgrund

Värmeytan, i den vid mätningarna använda fallfilmsindunstaren, är uppbyggd av plåter vilka pressats och parvis sammanfogats till värmeelement. På väggarna i värmeelementets hålrum bildas en kondensatfilm. Med hjälp av vätskefördelningen åstadkommes på värmeelementets utsida två fallande vätskefilmer. En symmetrisk delning av värmeelementen ger vertikala plattor med en kondensatfilm på den ena sidan och en vätskefilm från vilken avkokning sker på den andra sidan.

Värmeöverföringen mellan kondensations- och koxsidan styrs för en ren värmeyta av de termiska motstånden i respektive film samt det termiska motståndet i plattan. Motstånden i gärnsytan mellan ånga och vätskefilm är försumbara, förutsatt att ingen intertgas finns på kondenseringsidan. För de fall där värmeytan är smutsig tillkommer dessutom termiska motstånd för beläggningarna.

Det termiska motståndet i en vätskefilm är beroende dels av filmens tjocklek och dels av med vilken mekanism värmetransporten genom filmen sker. Filmens tjocklek beror på vätskebelastningen och på vätskans fysikaliska data. Vid låg vätskebelastning (laminär film) fås en tunn film där värmetransporten sker till största delen genom molekylär termisk diffusion. Värmeflödet genom filmen kan tecknas

$$q = - \lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial y}$$

Vid ökad vätskebelastning, d v s högre Reynolds' tal uppkommer vågor i gränsskiktet mellan ånga och vätska. Härvid fås en övergång från laminär till våglaminär strömning i filmen. Vid ytterligare höjning av Reynolds' tal fås turbulent strömning i filmen. Med ökad turbulens förbättras värmetransporten genom filmen eftersom även virveldiffusion sker.

3.3.2 Värmeöverföringskorrelationer

3.2.3.1 Laminära och våglaminära området

För att uppskatta värmetransporten i det laminära området kan Nusselts samband användas (1). Sambandet bygger på att värmetransporten genom filmen antas ske genom konduktion och att filmen ej påverkas av krafter från ångbulken samt vissa andra idealiserade förutsättningar. För den lokala värmegenomgångskoefficienten fås

$$\alpha_z = \left(\frac{\lambda^3 \rho^2 g}{3\mu \Gamma_z} \right)^{1/3} \quad 3-3a$$

Införs ett lokalt Reynolds' tal enligt

$$Re_z = \frac{4 \Gamma_z}{\mu} \quad 3-4$$

kan ekv 2-3a skrivas

$$\alpha_z = 1.10 \left(\frac{\lambda^3 \rho^2 g}{\mu^2} \right)^{1/3} \cdot Re_z^{-1/3} \quad 3-3b$$

Genom att ansätta en konstant temperaturdifferens över kondensatfilmen och integrera över värmeytans längd fås

$$\bar{\alpha} = 1.47 \left(\frac{\lambda^3 \rho^2 g}{\mu^2} \right)^{1/3} \cdot Re_b^{-1/3} \quad 3-5$$

där Re_b är Reynolds' tal vid värmeytans nedre kant.

Enligt Kapitza (2) uppstår små vågor på den laminära filmens yta när Reynolds' tal överstiger värdet enligt sambandet

$$(Re)_i = 2.4 Ka^{-1/11}$$

Ka är Kapitzas tal och definieras enligt

$$Ka = \mu^4 g / (\rho \sigma^3) \quad 3-7$$

Zazuli (2) har undersökt kondensationsdata och formulerat en empirisk korrektionsfaktor baserad på medelvärdet av värmeövergångskoefficienten. Han föreslår nedanstående samband i det våglaminära området

$$\bar{\alpha}_{våg} = 0.8 \left(\frac{\Gamma}{\mu}\right)^{0.11} \bar{\alpha}_{Nuss} \quad 3-8$$

Chun & Seban (3) har med utgångspunkt från ekv 2-8 och 2-5 framtagit ett samband för den lokala värmeöverföringskoefficienten i det våglaminära området

$$\alpha_{zvåg} = 0.606 \lambda \left(\frac{g \rho}{2}\right)^{2/3} \left(\frac{\Gamma}{\mu}\right)^{-0.22} \quad 3-9a$$

eller

$$\alpha_{zvåg} = 0.822 \cdot \lambda \left(\frac{g \rho}{2}\right)^{2/3} \cdot Re_z^{-0.22} \quad 3-9b$$

Fujii et al (4) har studerat kondensation vid konstant värmefflöde dvs fall där värmetransporten endast i ringa utsträckning påverkas av motståndet på kondenseringsidan. Fujii ger följande samband för den lokala värmeöverföringskoefficienten i det rent laminära området.

$$\alpha_z = \left(\frac{\lambda^3 g \rho}{3 \mu q_z}\right)^{2/3} \quad 3-10$$

Införs en lokal dimensionslös värmeöverföringskoefficient och ett lokalt Reynolds tal enligt

$$\alpha_z^+ = \frac{\alpha_z}{\lambda} \left(\frac{\mu^2}{\rho^2 g}\right)^{1/3} \quad 3-11$$

$$Re_z^* = \frac{4 q_z}{\mu r} \quad 3-12$$

kan ekv 2-10 skrivas

$$\alpha_z^+ = \left(\frac{3}{4} Re_z^*\right)^{-1/3} \quad 3-13$$

vilket samband gäller för $Re^* < 30$.

För högre Reynolds' tal föreslår Fujii

$$\alpha_z^+ = 1.5 Re_z^*{}^{-1/3} \quad 75 < Re_z^* < 350 \quad 3-14$$

$$\alpha_z^+ = 1.0 Re_z^*{}^{-1/3} \quad Re_z^* > 450 \quad 3-15$$

I fig 5 har den dimensionslösa lokala värmeövergångskoefficienten av-
satts som funktion av Reynolds' tal för Nusselts samband Chun & Sebans
samband i det våglaminära området och Fujiis tre samband.

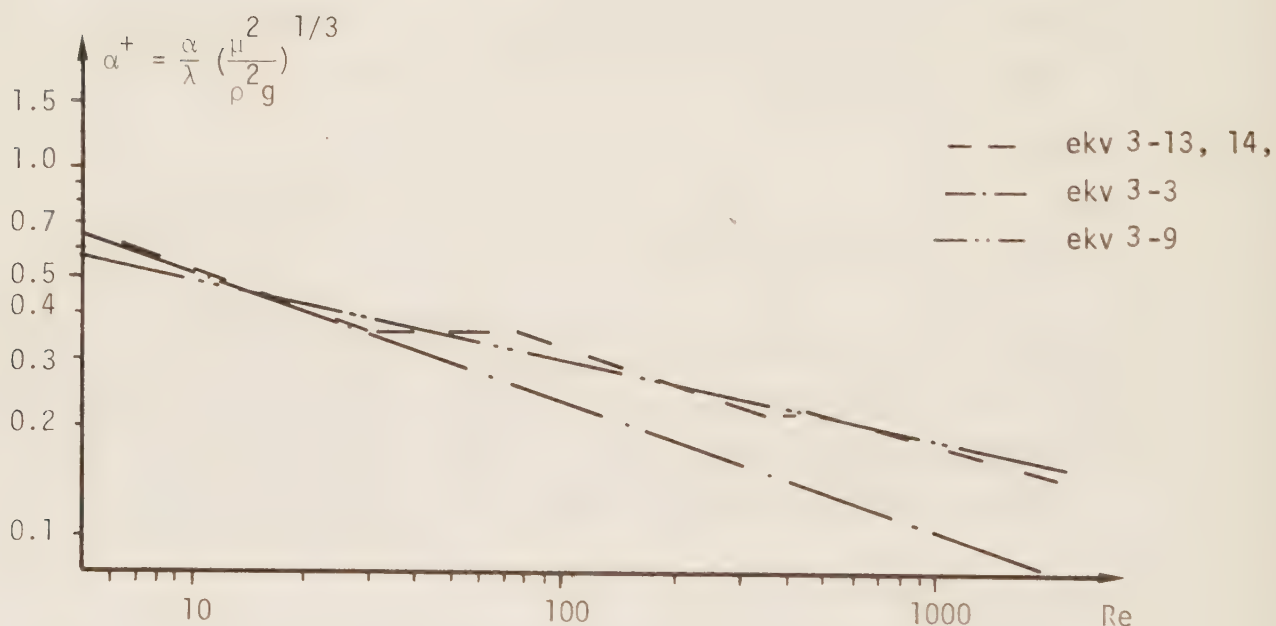


Fig. 5 En jämförelse mellan några olika värmeöverföringskorrelationer i
det laminära och våglaminära området

3.3.2.2 Turbulenta området

Colburn (5) förutsatte analogi mellan värme- och impulstransport och in-
förde en värmeöverföringsfaktor, vilken relaterades till friktionsfak-
torn för vätskeskikt. Colburn föreslog följande samband

$$\frac{\alpha_z}{\lambda} \left(\frac{\mu^2}{\rho g} \right) = 56 \cdot 10^{-3} \cdot Re_z^{0.2} \cdot Pr^{1/3} \quad 3-16$$

Omslaget från laminär till turbulent antogs ske vid $(Re)_{tr} = 1600$.

Wilke (6) har föreslagit följande samband

$$\frac{\alpha_z}{\lambda} \left(\frac{\mu}{\rho g} \right)^{1/3} = 8.7 \cdot 10^{-3} \cdot Re_z^{0.4} \cdot Pr^{0.34} \quad 3-17$$

Sambandet grundar sig på mätningar gjorda vid värmning utan förångning på utsidan av ett metallrör som uppvärmdes med varmvatten. Övergången till turbulent strömning sker enligt

$$(Re)_{tr} = 2460 \cdot Pr^{-0.65} \quad 3-18$$

Chun och Seban (7) har undersökt värmeöverföringen från en elektriskt uppvärmd vertikal yta till en vattenfilm. I det turbulenta området har de föreslagit

$$\frac{\alpha_z}{\lambda} \left(\frac{\mu}{\rho g} \right)^{1/3} = 3.8 \cdot 10^{-3} \cdot Re_z^{0.4} \cdot Pr^{0.65} \quad 3-19$$

övergången till turbulent strömning har antagits ske i skärningen mellan ekv 5-6 och 5-16 vilket ger

$$(Re)_{tr} = 5800 \cdot Pr^{-1.06} \quad 3-20$$

Dukler och Bergelin (8) studerade tjockleken hos en fallande film utan uppvärmning med utgångspunkt från hastighetsprofilen vid strömning i ett fullt rör. Dukler och Bergelin kom fram till att övergången från laminär till turbulent strömning sker vid en dimensionslös filmtjocklek 30 vilket motsvarar ett Reynoldstal av 1080.

Narayanamurthy och Sarma (9) har genom att utnyttja några av de tillgängliga hydrodynamiska aspekterna för fallande vätskefilmer för Prandtlstal större än 1 och genom att tillämpa analogin mellan impuls- och värmetransport föreslagit

$$\frac{\alpha_z}{\lambda} \left(\frac{\mu}{\rho g} \right)^{1/3} = 12.4 \cdot 10^{-3} \cdot Re_z^{1/3} \cdot Pr^{1/3} \quad 3-21$$

McAdam et al (10) har undersökt värmeöverföringen från en med kondenserande ånga uppvärmd vertikal tub till en vattenfilm. Värmeöverföringen kunde beskrivas med sambandet

$$\alpha = 120 \Gamma^{1/3}$$

3-22

Fastän data för andra vätskor ej fanns tillgängliga, har följande dimensionslösa samband föreslagits (11)

$$\frac{\alpha_z}{\lambda} \left(\frac{\mu^2}{\rho^2 g} \right)^{1/3} = 10 \cdot 10^{-3} \cdot Re_z^{1/3} \cdot Pr^{1/3}$$

3-23

I figur 6 har den dimensionslösa värmeövergångskoefficienten, för de ovan presenterade sambanden i det turbulenta området, avsatts som funktion av Reynold's tal.

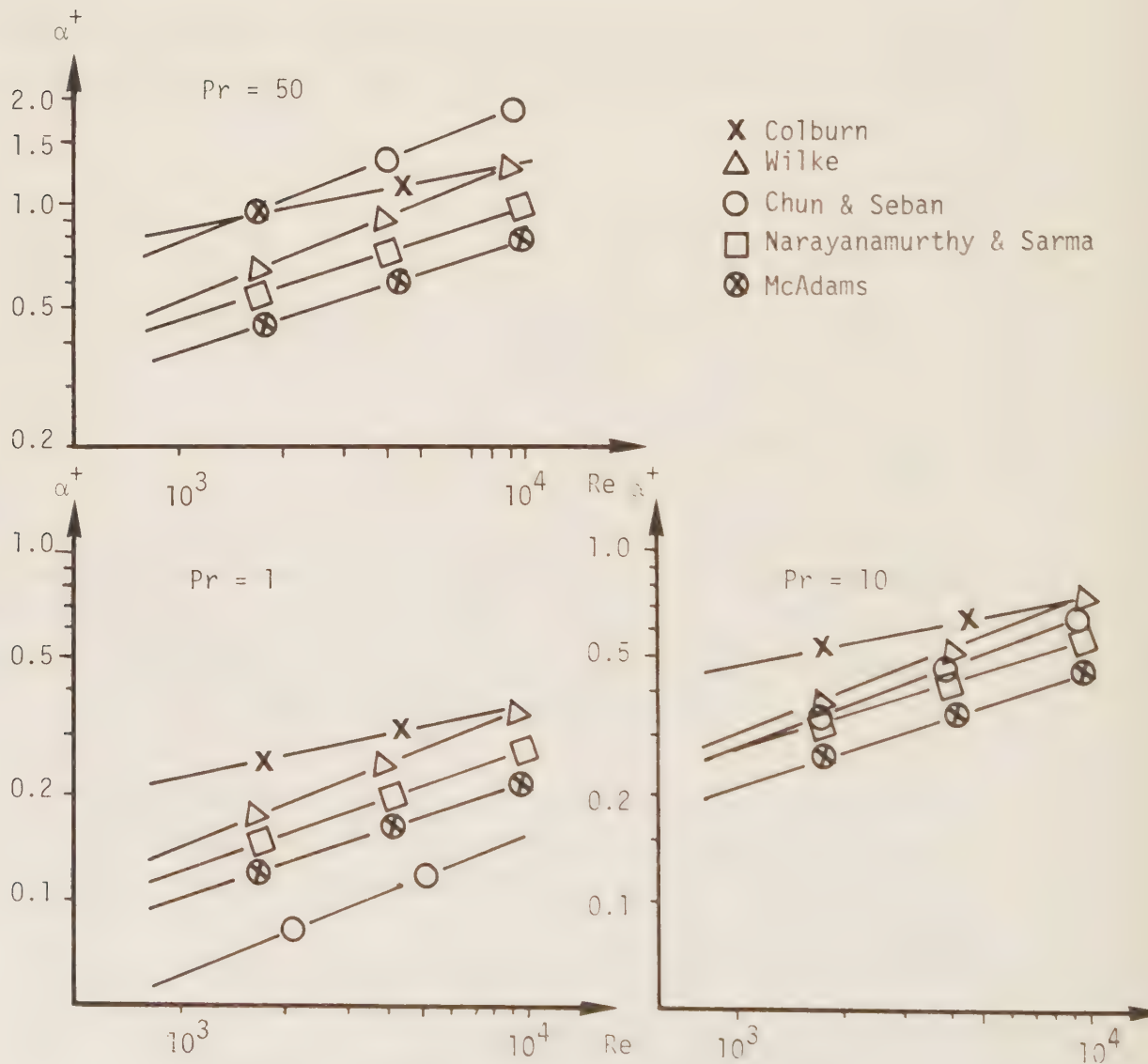


Fig 6 Jämförelse mellan några olika värmeövergångskorrelationer i det turbulenta området

3.3.3 Datorprogram

Genom att sammanfoga ekvationer som gäller i det laminära, våglaminära och det turbulenta området kan den lokala värmeövergångskoefficienten längs hela värmeytan beräknas. Med utgångspunkt från sambanden, redovisade i avsnitt 3.3.2, har några olika modeller konstruerats för att simulera värmeövergångskoefficienten i en fallfilmsindunstare. I det laminära området har Nusselts samband använts. Vid Reynolds' tal enligt ekvation 3-6 antages övergång ske till det våglaminära området där ekvation 3-9 används. Övergången till det turbulenta området antages ske i skärningspunkten mellan ekvation 3-9 och det samband som används i det turbulenta området. I fig 7, 8 och 9 åskådliggörs den dimensionlösa värmeövergångskoefficienten som funktion av Reynolds' tal med Prandtls tal som parameter för modellerna där Chun & Seban, Wilke, Narayanamurthy & Sarma samband använts i turbulenta området.

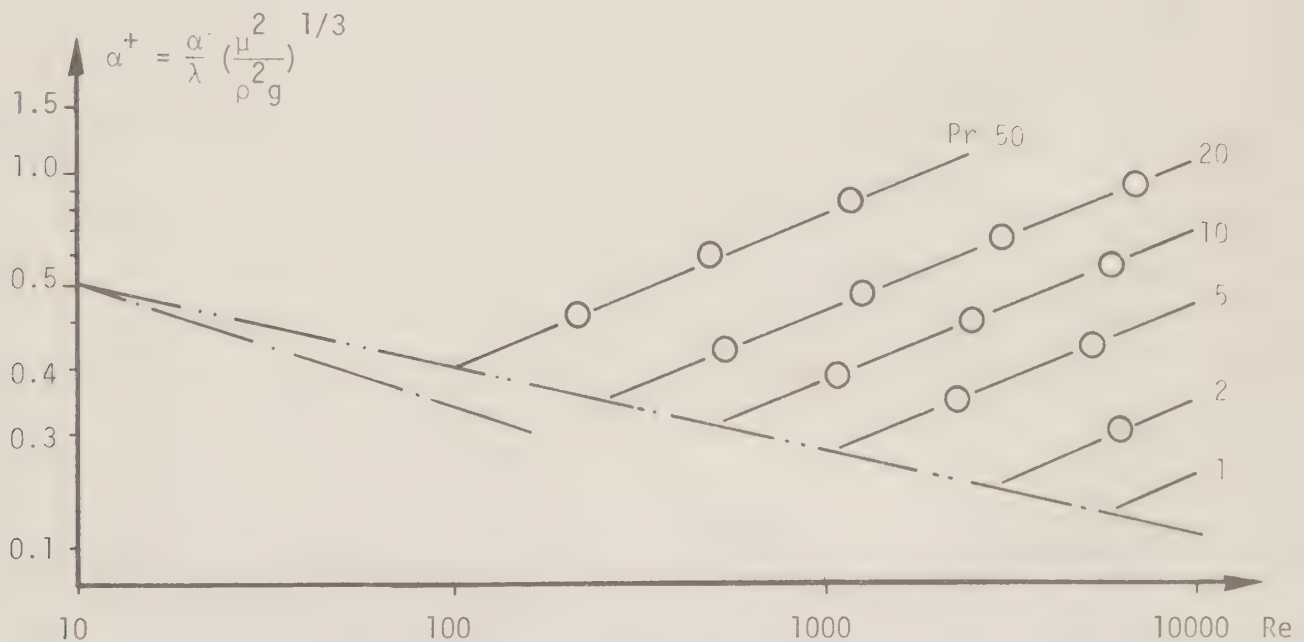


Fig 7 Modell Chun & Seban

Den dimensionslösa värmeövergångskoefficienten som funktion av Reynolds' tal med Prandtls tal som parameter

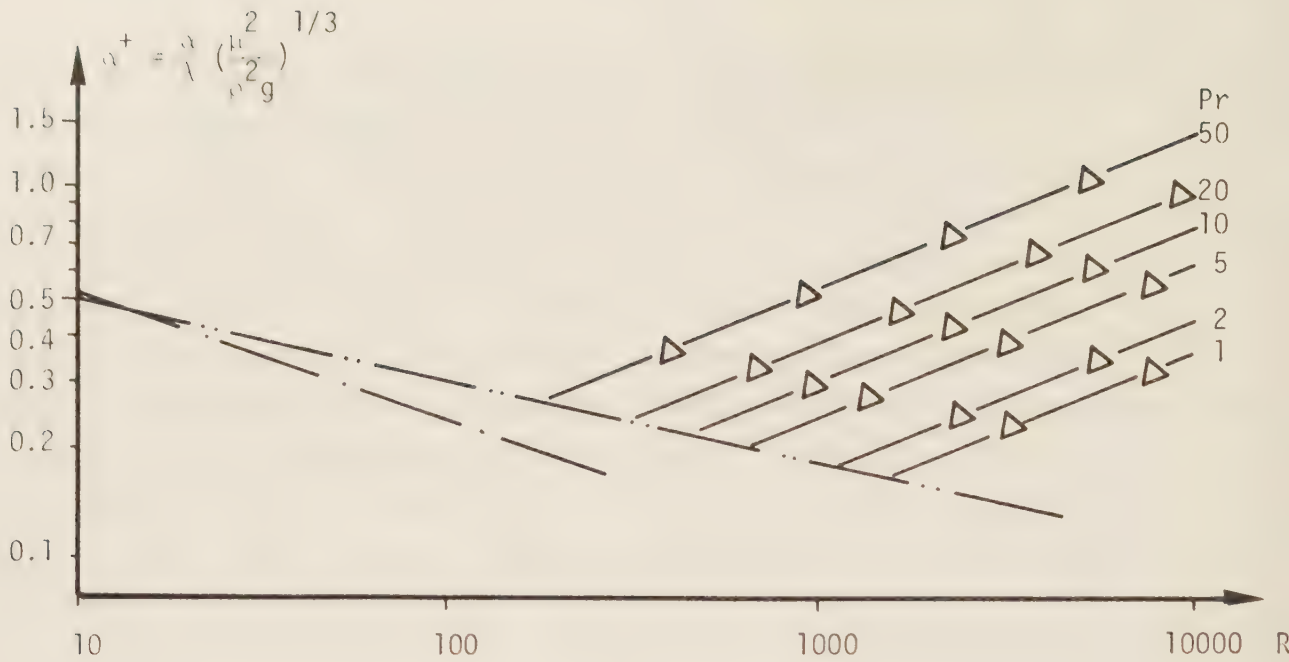


Fig 8 Modell Wilke

Den dimensionslösa värmeövergångskoefficienten som funktion av Reynolds' tal med Prandtl's tal som parameter

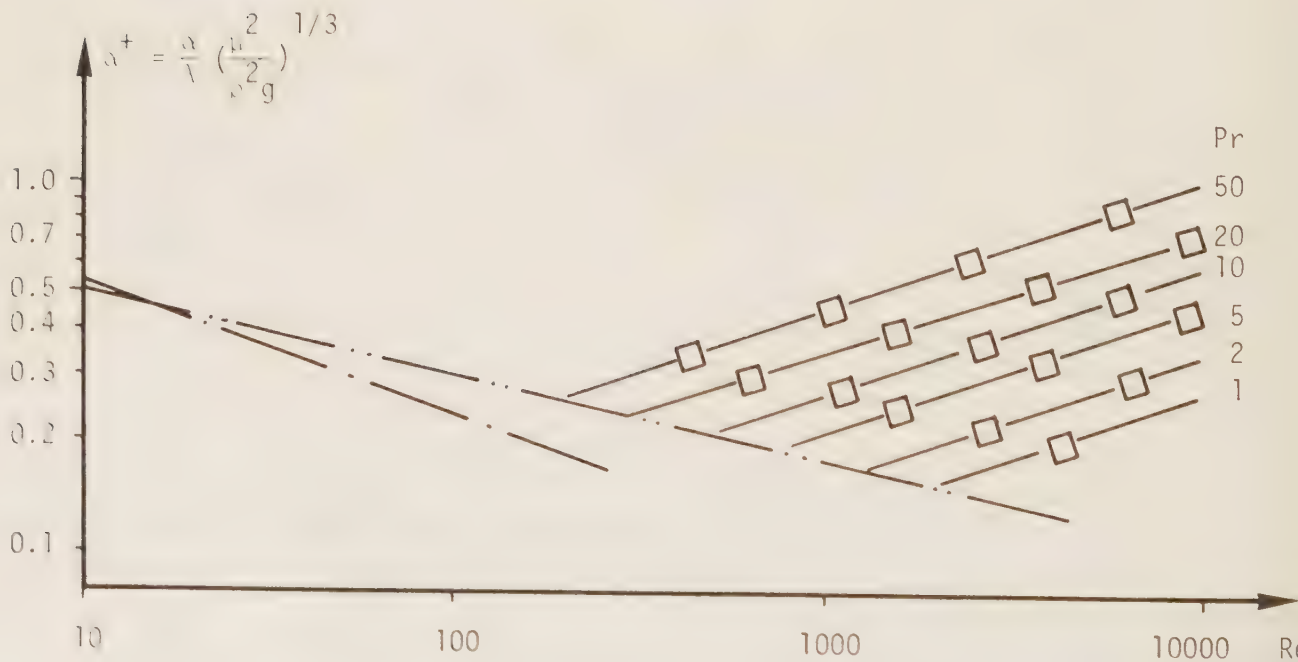


Fig 9 Modell Narayanamurthy & Sarma

Den dimensionslösa värmeövergångskoefficienten som funktion av Reynolds' tal med Prandtl's tal som parameter

Med utgångspunkt från de uppmätta storheterna vid den experimentella undersökningen av värmegenomgångskoefficienterna konstruerades ett datorprogram för beräkning av värmegenomgångskoefficienterna i en fallfilmsindunstare med plan värmeyta. Programmet arbetar differentiellt med avseende på kondensatflödet i indunstaren. Beräkningsgången vid simuleringen har varit följande. I varje inkrement beräknas värmeövergångskoefficienterna på kondensat- och koksida med utgångspunkt från vätskebelastning och fysikaliska data för filmen. Beräkningarna sker iterativt med start från värmeytans topp där kondensatflödet sätts till 0. I varje inkrement genereras en konstant kondensatmängd. Kondensatmängden från det sista inkrementet fås från indata.

På koksida fås vätskebelastningen vid värmeytans topp och den genererade ångans mättnadstemperatur från indata. Koncentrationen vid värmeytans topp ansätts. Vid genomräkningen fås genom energi- och materialbalanser en koncentrationsprofil på koksida. Koncentrationsprofilen är beroende av den ansatta koncentrationen vid värmeytans topp. Utgående koncentration från sista inkrementet testas mot den utgående koncentrationen vid experimenten vilken ingår som indata till programmet.

Kondenseringstemperaturen på primärsida ansätts. Med hjälp av energibalansen över varje inkrement framräknas inkrementets längd. När samtliga inkrement genomräknats testas summan av inkrementens längd mot värmeytans längd vilken ingår i indata. Är ej skillnaden mellan summan av inkrementens och värmeytans längd mindre än det tillåtna felet sker en ny ansats av ångtemperaturen.

När den framräknade längden och den givna längden för värmeytan samt den framräknade och den givna utgående koncentrationen överensstämmer inom felmarginalerna avslutas beräkningarna. Med utgångspunkt från de i de olika inkrementen framräknade värmeövergångskoefficienterna på kondenserings- och koksida beräknas en integral värmegenomgångskoefficient baserad på temperaturskillnaden mellan kondenseringstemperaturen och den utgående vätskans temperatur.

2.3.4 Resultat av datorsimuleringarna

I fig 10-12 har de med de olika modellerna beräknade värmegenomgångskoefficienterna avsatts som funktion av de uppmätta.

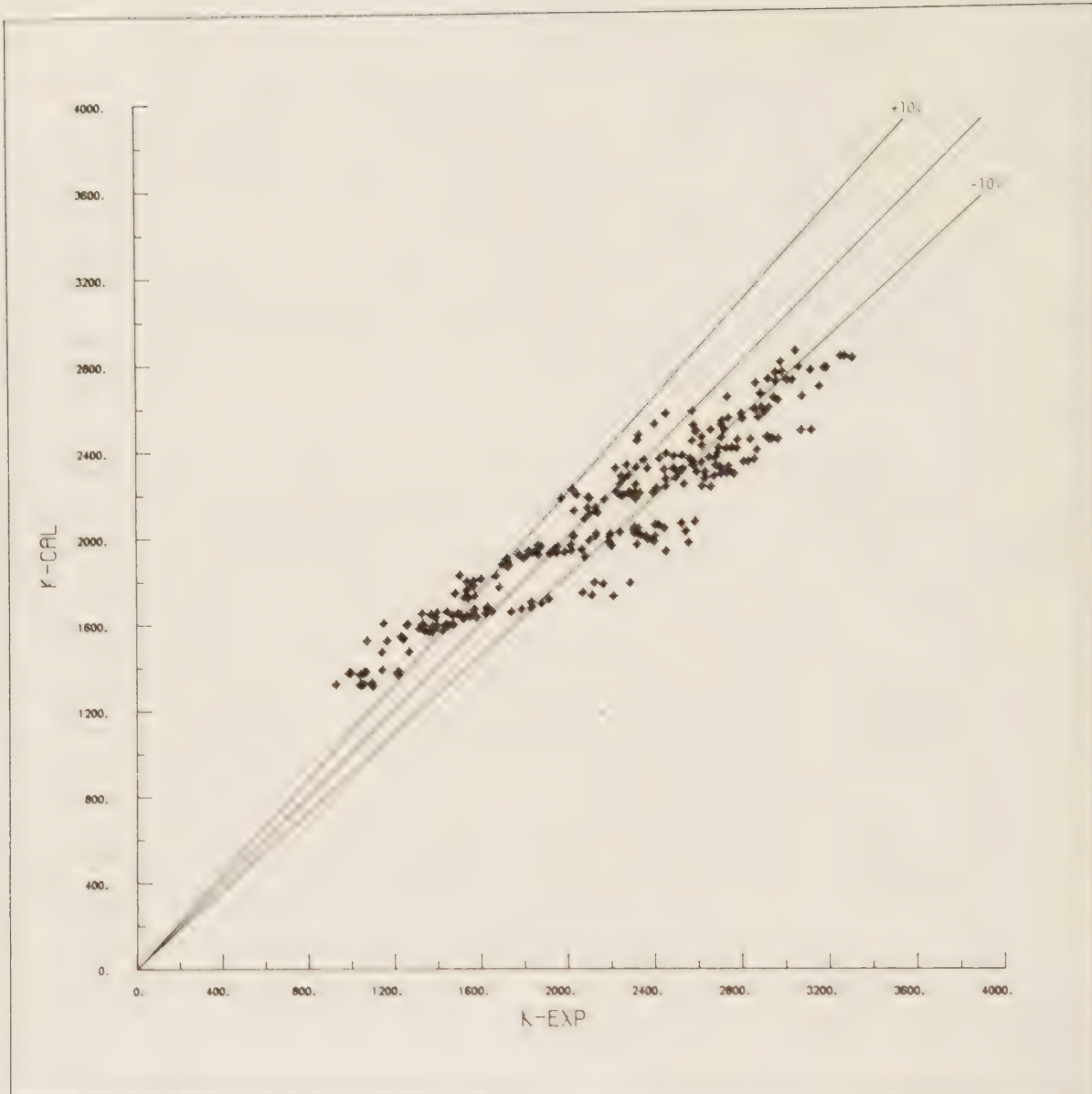


Fig 10 Modell Chun & Seban

Simulerade värmegenomgångskoefficienter som funktion av uppmätta

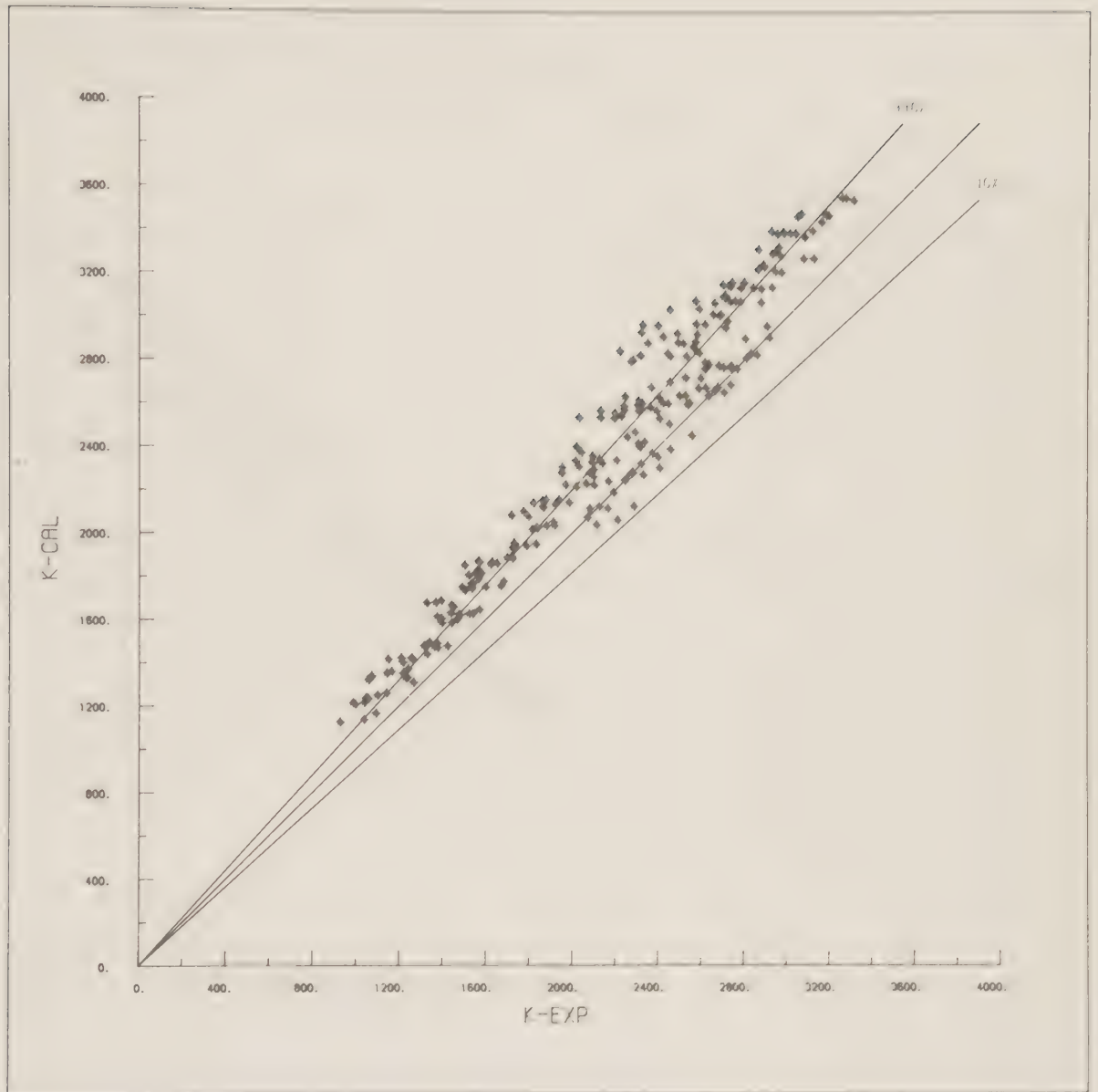


Fig 11 Modell Wilke
Simulerade värmegenomgångskoefficienter som funktion av uppmätta

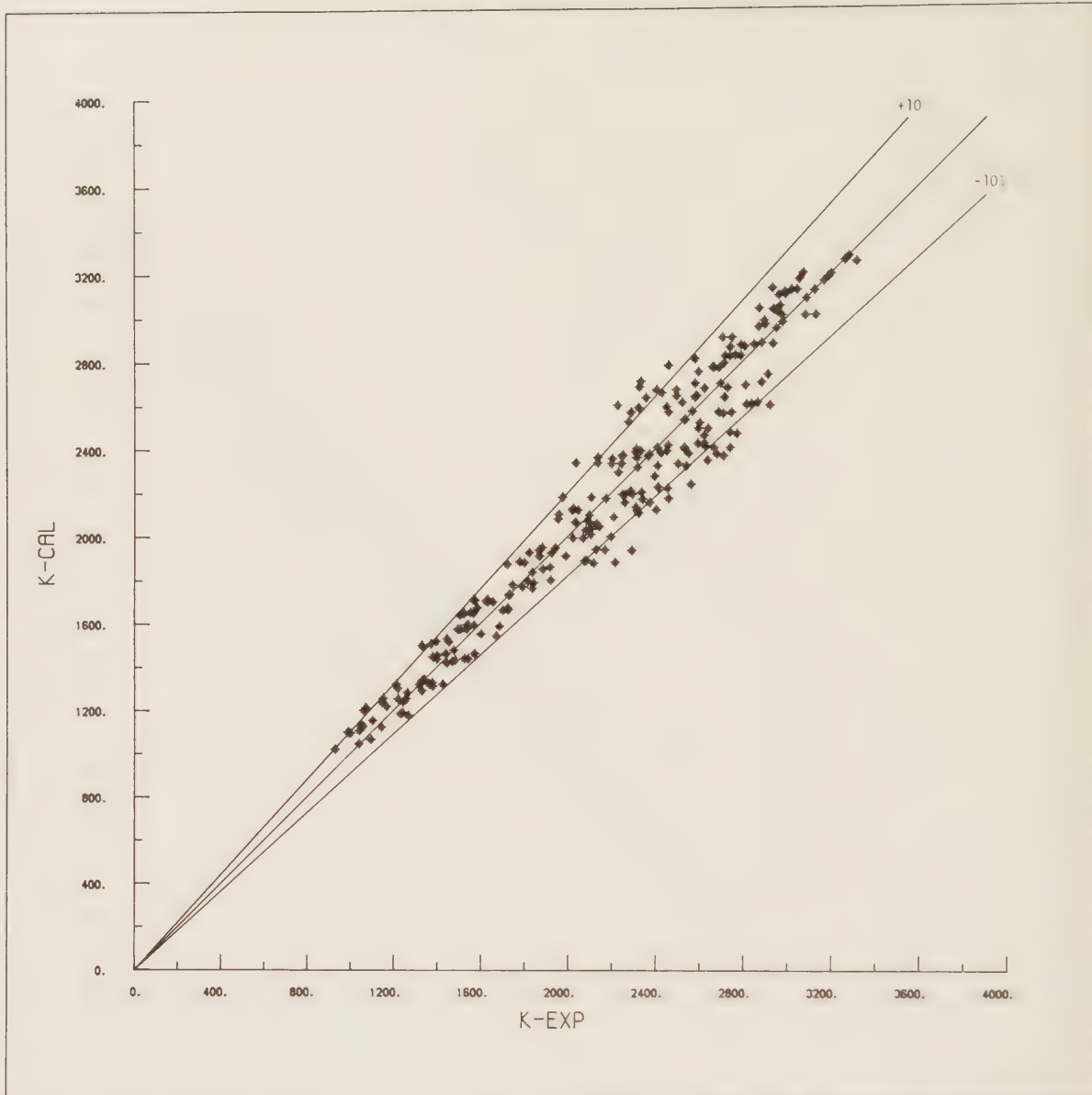


Fig 12 Modell Narayanamurthy & Sarma
Simulerade värmegenomgångskoefficienter som funktion av uppmätta

Modellen konstruerad med utgångspunkt från Chun & Sebens samband enligt fig 7 återfinns i fig 10. Hjälpelinjerna i figuren anger avvikelse med $\pm 10\%$. Denna modell underskattar vid höga och överskattar vid låga värmegenomgångskoefficienter. En trolig orsak till detta är att sambandet i det turbulenta området har för hög Prandtlekponent.

I fig 11 återfinns en modell enligt fig 8 där Wilkes samband har ersatts Chun & Sebens samband i det turbulenta området. Med denna modell fås en avsevärt mindre spridning av felet. Modellen ger värmegenomgångskoefficienter som i medeltal är ca 10% större än de vid experimenten uppmätta. Genom att reducera de framräknade värmegenomgångskoefficienterna med faktorn 0.91 fås ett medelfel av -0.5% och standardavvikelsen 6.2% för de 263 simulerade försöken.

I modellen som återfinns i fig 12 har i det turbulenta området använts sambandet framtaget Narayanamurthy & Sarma enligt fig 9. Modellen ger ett litet medelfel och en moderat spridning.

Sammanfattningsvis fås följande utfall med de olika modellerna

Modell	Medelfel %	Standardavvikelse %
Chun & Seban	-0.7	13.8
Wilke	+9.5	6.8
Narayanamurthy & Sarma	+0.5	6.3

3.4 Uppkoncentrering av blekeriavfallsvatten

Vid framställning av blekt sulfatmassa med konventionell blekeriteknik fås stora mängder avfallsvatten. Detta är färgat och innehåller biologiskt ackumulerbara ämnen som kan ha direkt eller indirekt giftverkan. Utsläppen från blekeriet kan minskas genom införandet av syrgasblekning, återanvändning av filtraten från blekeriet och genom uppkoncentrering och destruktions av avfallsvattnet. Som ett led i ett projekt att studera bildade produkter vid förbränning av blekeriavfall togs ett prov innehållande ca 450 kg torrsustans ut från första alkalisteget i ett sulfatblekeri. Avfallsvattnets koncentration var ca 0.5% TS och för förbränningsproven önskades en uppkoncentrering till 30 à 40% TS. Förkoncentreringen av provet till ca 4.5% TS skedde genom ultrafiltrering varefter slutkoncentreringen genomfördes i den tidigare beskrivna fallfilmsindunstaren.

Vid indunstningen av avfallsvattnet vars ursprungsvolym var 10 m^3 framkom att detta var mycket skumbenäget. Skumbildningen startade momentant vid en given värmebelastning för att upphöra när värmebelastningen minskades. I fig 13 har den maximala värmebelastningen innan skumbildning skedde avsatts som funktion av koncentrationen. I koncentrationsintervallet 5-15% TS motsvarar den angivna värmebelastningen ca 3°C temperaturdifferens vilken successivt kunde ökas till ca 4°C i koncentrationsintervallet 15-32% TS innan skumbildningen startade. Den angivna temperaturdifferensen innefattar kokpunktsförhöjning.

I fig 14 har värmegenomgångskoefficienten som funktion av koncentrationen avsatts för blekeriavfallsvattnet. Värmegenomgångskoefficienterna är korrigerade för kokpunktsförhöjningen enligt fig 15. Av figuren framgår att värmegenomgångskoefficienten är högre än för rent vatten vid koncentrationer mindre än 12% vid koktemperaturerna 105 och 86°C . De höga värmegenomgångskoefficienterna beror troligen på att i avfallsvattnet fanns tvålaktiga substanser vilka sänker vätskans ytspänning. Vid försöken kunde bubblor observeras på vätskefilmens yta. Bubblorna försvann när värmeförsöket till indunstaren stängdes av. Denna iakttagelse bekräftar att blåsbildningen huvudsakligen beror av kokmekanismen och inte av omblandning i vätskan. Skumgenereringen kan förklaras av antingen en effekt där en tunn hinna på filmens yta genombryts av konvektivt frigjord ånga eller av att nukleering sker på kokytan.

Avfallsvattnet bildade beläggningar på värmeytan och då speciellt på värmeelementens kanter. Beläggningen löstes upp vid recirkulation av varmvatten.

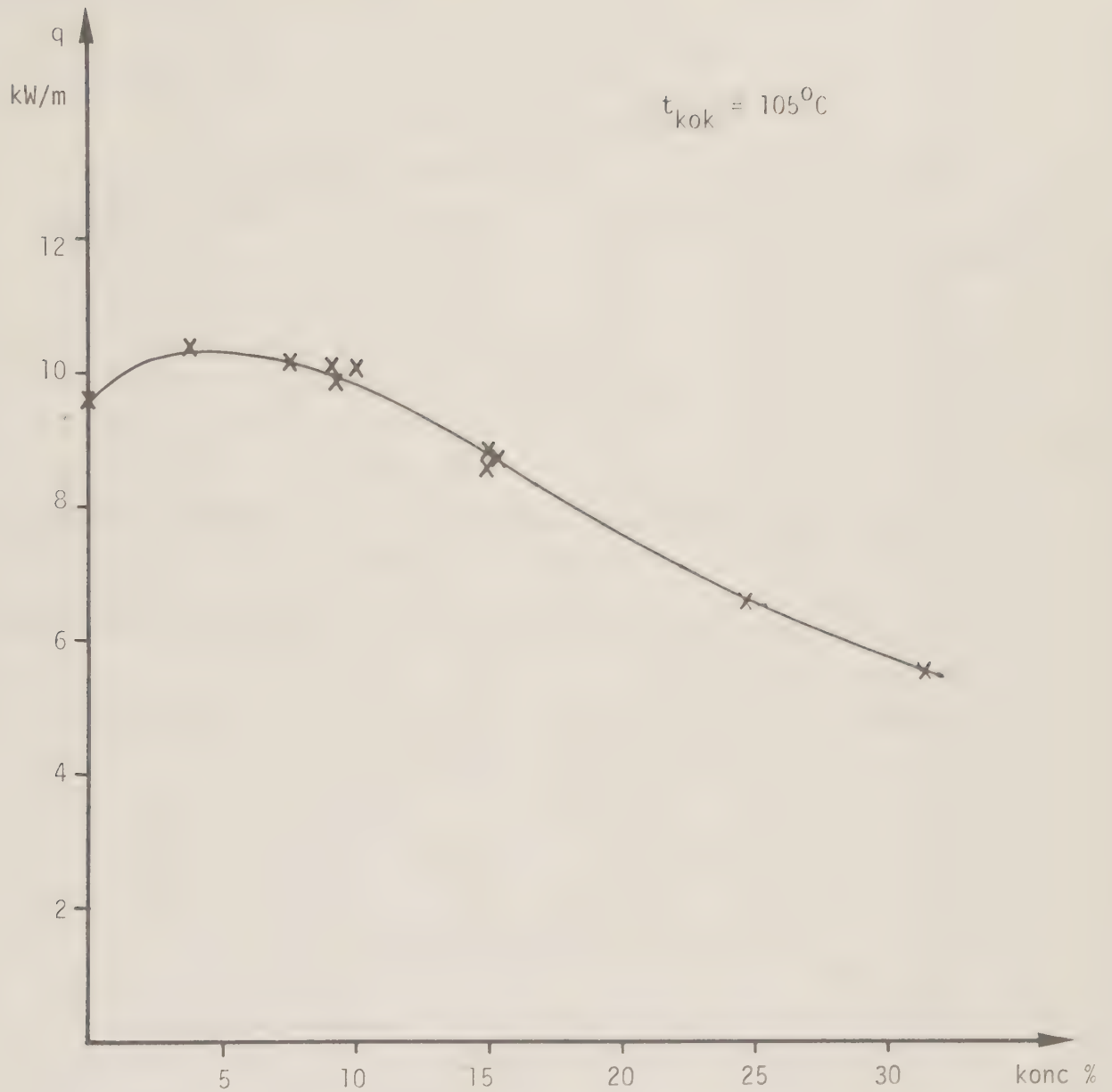


Fig 13 Maximal värmebelastning som funktion av koncentrationen

Värmeomgångs-
koefficient

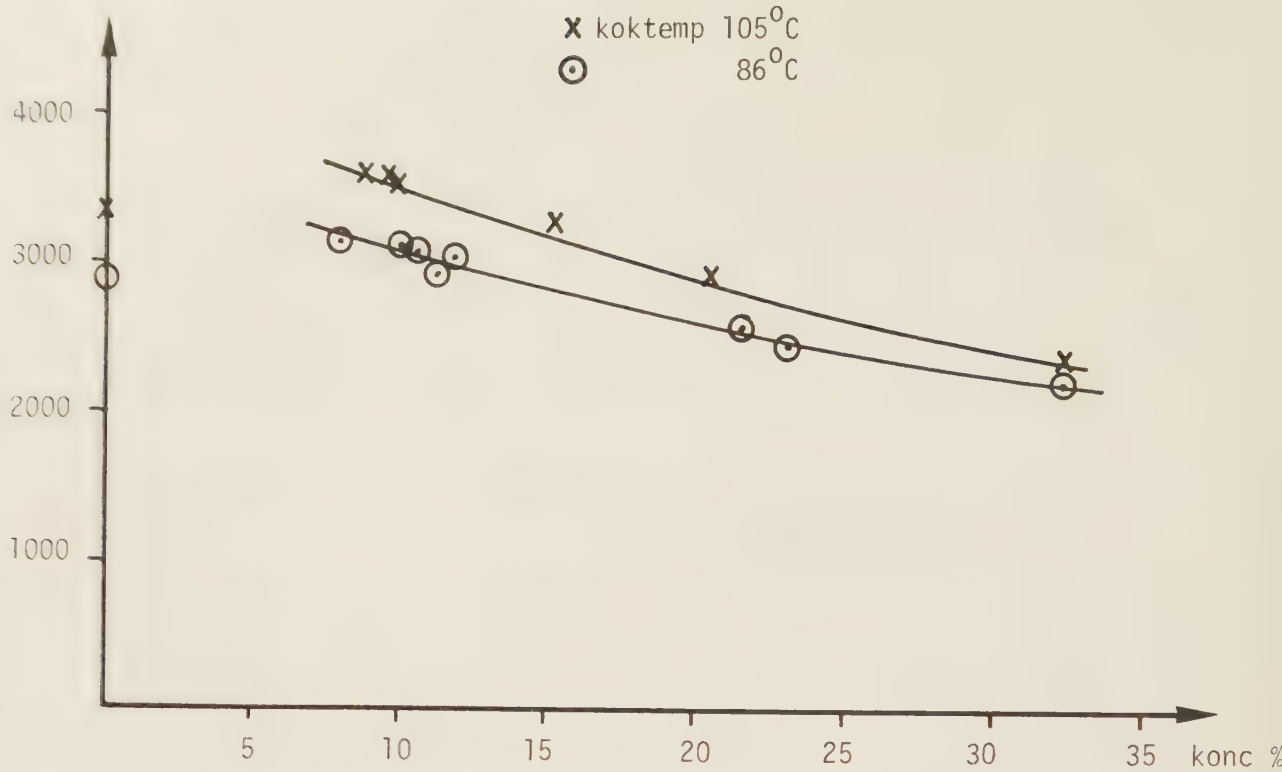


Fig 14 Värmeomgångskoefficienten som funktion av koncentrationen
Kokpunkts-
förhöjning

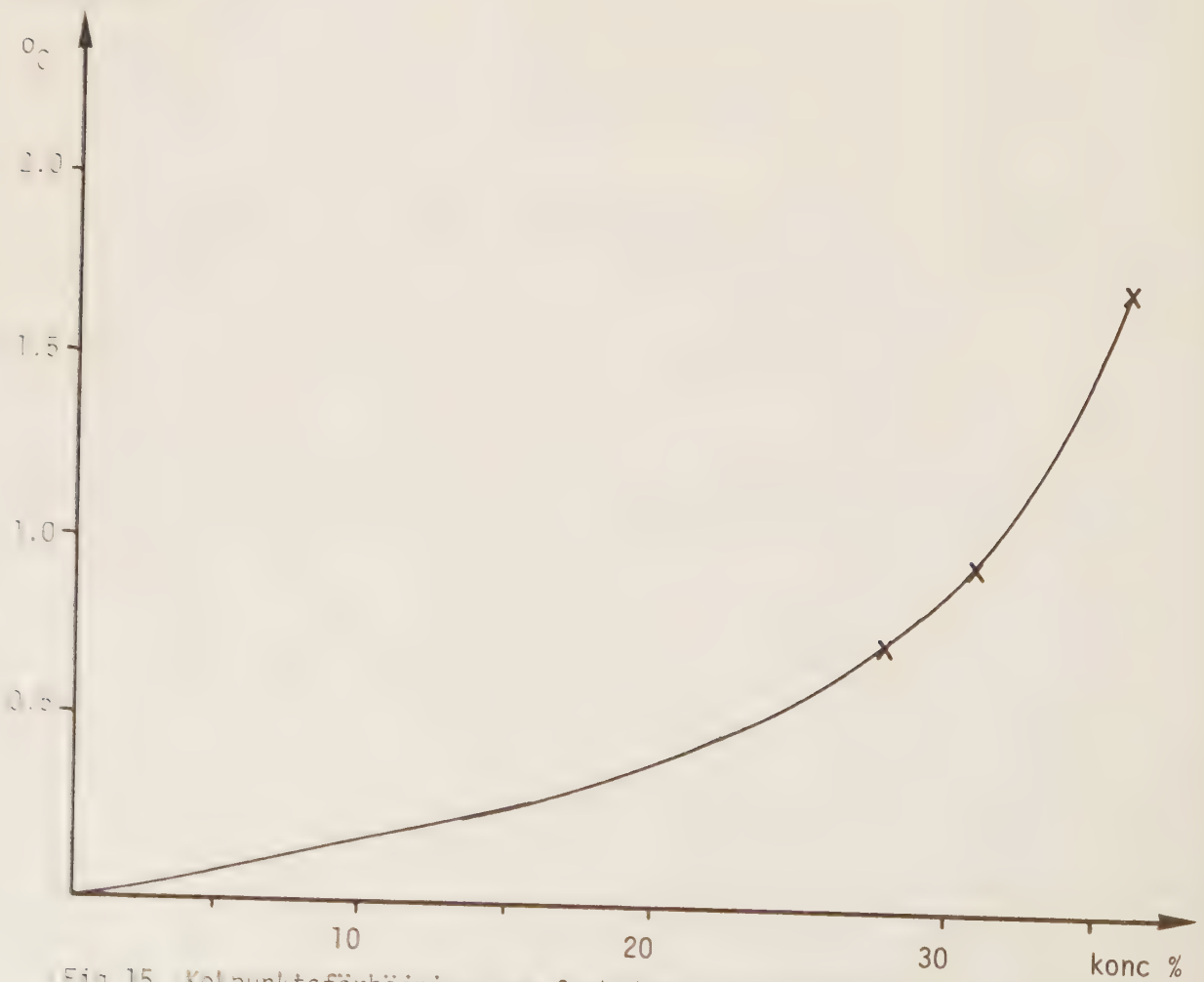


Fig 15 Kokpunktsförhöjning som funktion av koncentrationen vid atmosfärstryck

4. MEKANISK ÅNGKOMPRESSION

4.1 Experimentell teknik

4.1.1 Uppstart av kompressor

För att det skall vara möjligt att starta kompressorn erfordras att ånga finns tillgänglig på indunstarens sekundärsida. Denna ånga kan genereras med extern ånga eller med hjälp av elpatroner. I den beskrivna anläggningen genereras sekundärånga genom att ånga från en ångpanna tillföres indunstaren. Efter uppstarten av indunstaren vilken sker på samma sätt som beskrivits tidigare minskas tryckdifferensen till ett minimum med bibehållen avdrivning, eftersom det är önskvärt att uppstarten av kompressorn sker vid så liten tryckdifferens som möjligt för att undvika överbelastning av motor och transmission. Därefter påbörjas uppvärmningen av kompressorn. Det är nödvändigt att kompressorn är uppvärmd och har en temperatur som överstiger mätningstemperaturen vid det aktuella koktrycket för att undvika kondensering i kompressorn. Uppvärmningen sker med hjälp av ånga som tillföres insugs- och utblåsningsledningarna. Det vid uppvärmningen bildade kondensatet leds via insugningsledningen till kondensorn. När en tillfredsställande kompressortemperatur uppmätts startas drivmotorn. Med hjälp av variatorn ställs ett startvarvtal in, ca 300 varv/min. Genom att studera tryckdifferensen framkommer huruvida det finns en ansamling inertgas i indunstaren. Eventuella ansamlingar av inertgas elimineras genom en ökad avluftning från indunstarens primärsida. När kompressordriften stabiliserat sig ökas kompressorns varvtal med hjälp av variatorn så att önskad tryckdifferens erhålles. Indunstarens koktryck och förvärmning regleras på samma sätt som vid drift med ånga från ångpanna.

4.1.2 Mätningar

Försöken med mekanisk ångkompression och färskånga sker på samma sätt. Mätförfarandet vid försöken med färskånga beskrivs i avsnitt 3.1.2. Enda skillnaden är att vid försöken med mekanisk ångkompression inställs tryckdifferensen över indunstaren med kompressorns varvtal. De mätstorheter som tillkommer vid ångkompression är ångans tillstånd före och efter kompressionen, ångflödet genom kompressorn samt kompressorns effektförbrukning och varvtal. Dessa storheter mäts direkt eller indirekt med datainsamlingssystemet 20 ggr under det 1800 sekunder långa försöket under vilket samtliga storheter hålls konstanta.

Den använda vridkolvkompressorn har en maximal arbetstemperatur av 180°C . För att undvika att denna temperatur överskrids är det möjligt att spruta in kondensat i insugs- och utblåsningsporten. Det insprutade kondensatet finfördelas med munstycken som är riktade mot porten. Vid insprutningen ökar risken för medryckning av vattendroppar vilka träffar termoelementen och omöjliggör temperaturmätning i det överhettade området.

4.2 Driftserfarenheter

Vid uppstart av kompressorn har i vissa fall instabilitet förekommit till följd av närvaro av inertgas. Genom ökad avluftning har intertgasen avlägsnats och stabila trycknivåer i anläggningen uppnåtts. För att uppnå stationära temperaturnivåer i kompressorn krävs 5-8 timmars drift. Detta beror på att ångan i kompressorn är överhettad vilket medför en dålig värmeöverföring mellan ångan och kompressorhuset i kombination med en stor massa i kompressorhuset.

Vid försöken när mekanisk ångkompression används uppmättes värmegenomgångskoefficienter vilka var något lägre än vad som erhöles vid försöken där färskånga användes. I fig 16 visas några värmegenomgångskoefficienter som funktion av Reynolds' tal vid Prandtls tal 1.7 och 2.9 vid olika temperaturdifferenser. Mätningarna är utförda vid koktemperaturen 100°C . Skillnaden mellan värmekoefficienterna när färskånga användes och när mekanisk ångkompression användes ökar med avtagande koktemperatur när koktrycket är under atmosfärstryck. Genom en ökning av mängden avluftningsånga reduceras skillnaden mellan värmegenomgångskoefficienterna. Orsaken till skillnaden mellan värmegenomgångskoefficienterna i vakuumområdet är ett större inläckage av luft vid mekanisk ångkompression. Den ökade inertgaskoncentrationen beror på att antalet tätningar blir större samt att produktånga återföres och används som värmande medium.

4.3 Vridkolvkompressorns funktion

Den vid försöken använda vridkolvkompressorn är uppbyggd av ett hus i vilket två rotorerna är placerade. Rotorerna har vardera tre lober, vilka vid rotationen på ett likartat sätt som i en kugghjulspump griper in i varandra. För att undvika att kontakt sker mellan rotorerna används en kuggväxel. Ej heller förekommer kontakt mellan hus och rotorerna. I fig 17 återfinns den principiella uppbyggnaden av kompressorn.

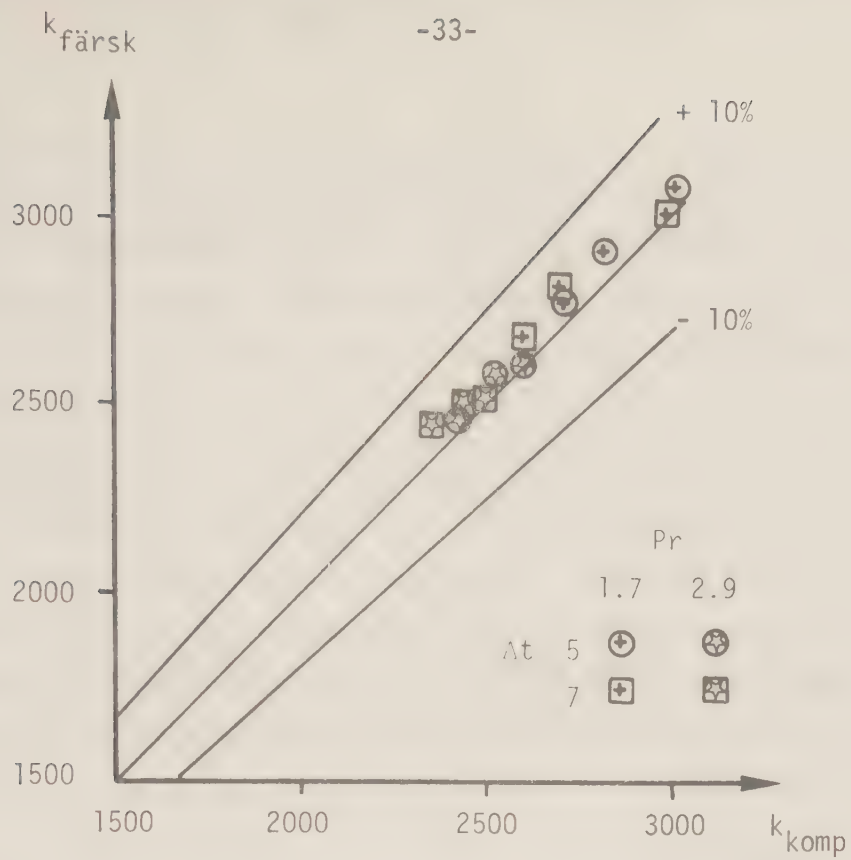


Fig 16 Jämförelse mellan värmegenomgångskoefficienter vid färskånga och mekanisk ångkompression

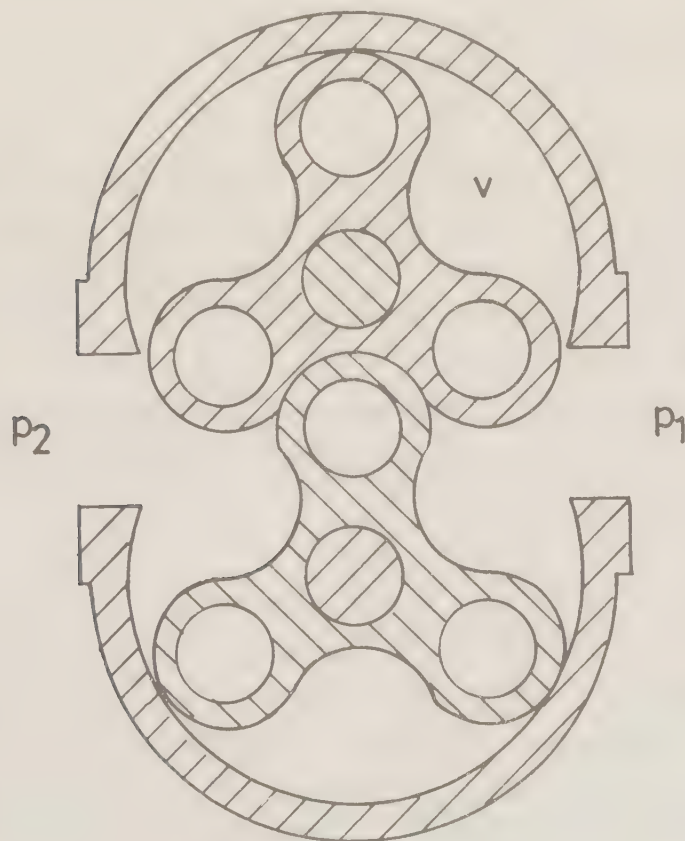


Fig 17 Principiell uppbyggnad av en vridkolvkompressor

Gasen sugas in genom insugsporten och stängs in mellan två lober och huset. Gasens tryck och volym är konstant så länge gasen befinner sig i rummet vars väggar utgörs av rotorn och huset. Allteftersom rotorn vrider sig sker en öppning mot utblåsningsporten varvid gas från utblåsningssidan strömmar in i rummet mellan loberna. Återströmningen av gas ger en tryckstegring till utglåsningstrycket. Vid ytterligare vridning tränger en lob från den andra rotorn in mellan två lober på den första rotorn och upptar det rum i vilket gasen befann sig. Rummets volym minskar vid utblåsningstrycket. När rummets volym ånyo ökar sker detta vid insugstrycket. I fig 18a finns den ideala cykeln för en vridkolvkompessor i p-V diagrammet. Om volymen mellan två lober och kompressorhuset är V samt kompressorn är kopplad mellan två behållare vars volym är oändligt stor och som har trycken p_1 resp p_2 kan det ideala tekniska arbetet för en maskin med 6 lober tecknas.

$$W = 6V(p_2 - p_1) \quad 4-1$$

I fig 18b visas arbetscykeln för en ideal adiabatisk kolvmaskin i ett p-V diagram. Arbetet för denna maskin kan tecknas

$$W = \frac{\kappa}{\kappa-1} p_1 V_1 \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right) \quad 4-2$$

Av p-V diagram (fig 18) och av fig 19 där entalpiökningen vid kompression av vattenånga avsatts som funktion av kompressionsförhållandet framgår att det ideala tekniska arbetet blir större för en vridkolvkompessor än för en kolvkompessor. Av fig 19 framgår också att insätts $\kappa = 1.32$ (12) i ekv 4-2 fås en entalpiökning vilken är ca 2% större än den som fås för isentrop kompression ur ångtabeller. Skillnaden orsakas av ickeidealitet hos vattenånga. Vid beräkningarna har insugstillståndet varit mättad ånga vid temperaturen 100°C .

Volymsflödet i en kolvkompessor påverkas av ett sk skadligt rum, vilket gör att cylindern töms ofullständigt vid utblåsning. Det skadliga rummet medför att den insugna volymen blir mindre än slagvolymen. För en vridkolvkompessor motsvaras slagvolymen av svepvolymen vilken utgör summan av volymerna vilka avgränsas av loberna och kompressorhuset. Till följd av spalter dels mellan rotorerna och dels mellan rotor och kompressorhus fås ett tillbakaläckage vilket medför att insugsvolymen blir mindre än svepvolymen. Vid varvtalet n kan volymsflödet $\dot{V}$ tecknas enligt

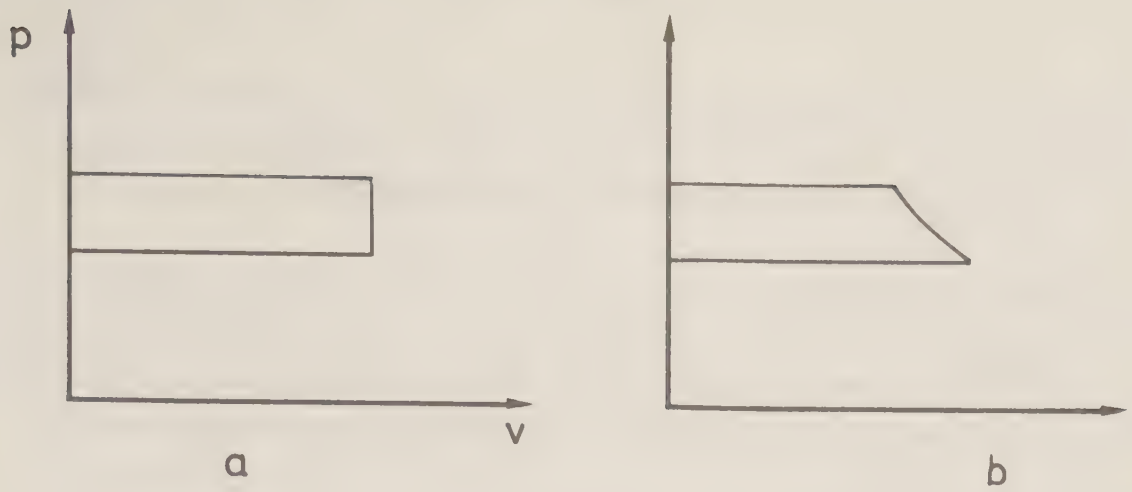


Fig 18 p-V diagram för a) Vridkolvkompressor
b) Kolvkompressor

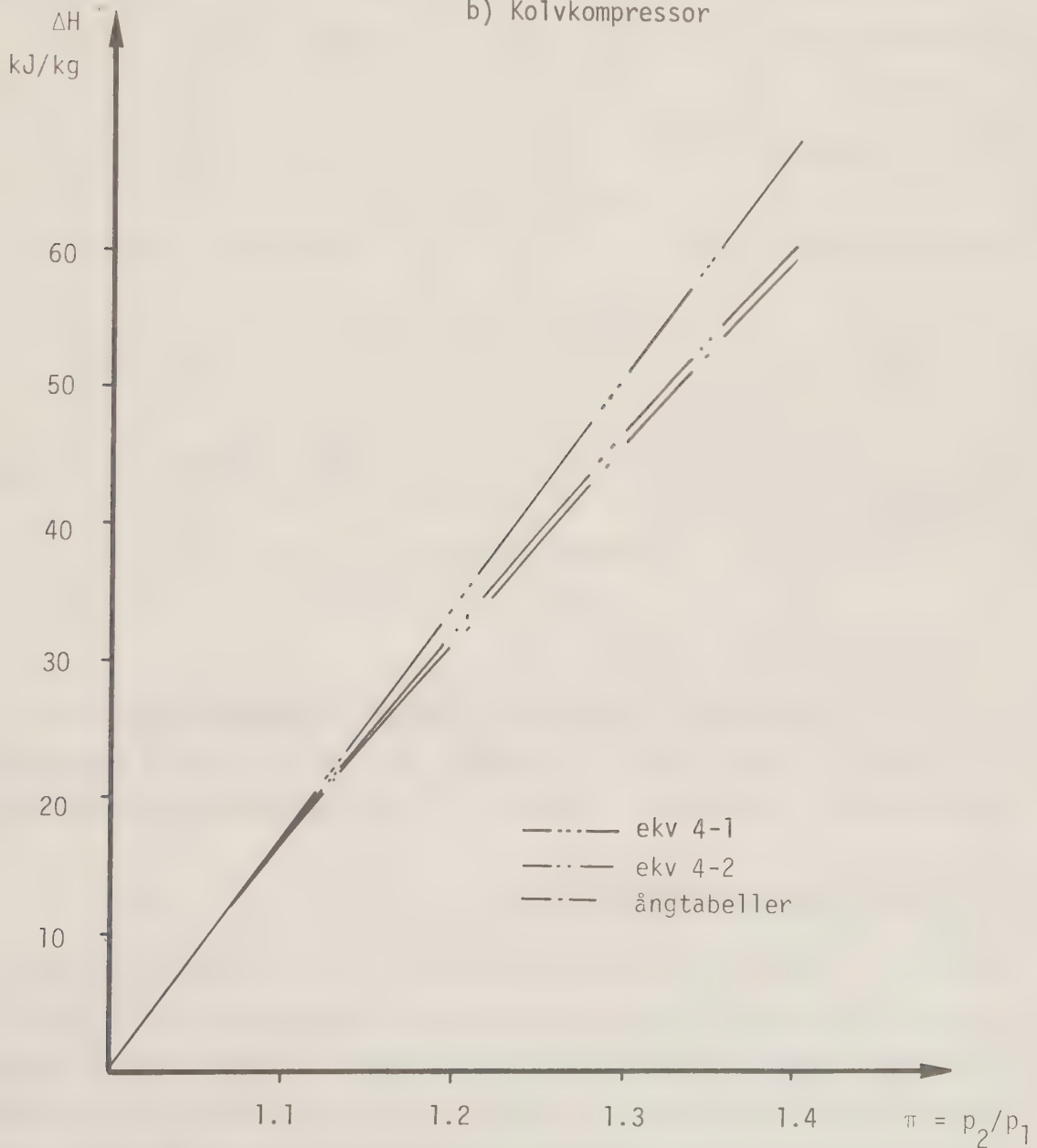


Fig 19 Entalpiökningen vid tre olika beräkningsfall

$$\dot{V} = V_o n - \dot{V}_{bak} \quad 4-3$$

där V_o är svepvolymer och $\dot{V}_{bak}$ är läckageflödet.

För att uppskatta läckageflödet kan spalten betraktas som en öppning genom vilken en adiabatisk expansion sker. Om tillståndet före kompressorn indiceras med 1 och tillståndet efter kompressorn med 2 fås under förutsättning att gasens hastighet är försumbar före expansionen

$$c_1 = \sqrt{2(h_2 - h_1)} \quad 4-4$$

Antages att gasen är ideal med konstant specifikt värme (c_{p0}) samt att expansionen sker isentropiskt fås

$$c_1 = \sqrt{2c_{p0}T_1 \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)} \quad 4-5$$

Införs $c_{p0} = \frac{\kappa R}{\kappa-1}$ fås

$$c_1 = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} RT_1 \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)} \quad 4-6$$

Genom införandet av spaltarean A och insättning i ekv 4-3 fås följande samband för volymsflödet

$$\dot{V} = V_o n - A \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} RT_1 \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)} \quad 4-7$$

Av ekv 4-7 framgår att för ett givet kompressionsförhållande och ett givet insugstillstånd kommer volymsflödet att variera linjärt med varvtal samt ett visst varvtal erfordras för att kompensera tillbakaläcket.

4.4 Resultat av kompressormätningar

Mätningarna med ångkompression som redovisas här är utförda med sockerlösning och vatten. Med sockerlösning har försök gjorts vid Prandtls tal 10, 8, 6, 4, 2.9 och med vatten 2.2, 1.9 och 1.7. Inkoppling av kompressorn till fallfilmsindunstaren medför en koppling mellan vissa variabler. Ett exempel på denna koppling är relationen mellan varvtal och tryckdif-

ferens. Kompressorns varvtal är proportionellt mot värmeflödet till indunstaren. Värmeflödet genom indunstaren är i sin tur avhängigt av tryckdifferensen och därmed temperaturdifferensen enligt sambandet

$$Q = k \cdot A \cdot \Delta t$$

4-8

Detta medför att en ändring av värmegenomgångskoefficienten kommer att påverka sambandet mellan tryckdifferens och varvtal. Eftersom värmegenomgångskoefficienten är beroende av Prandtls och Reynolds tal fås i försöksmaterialet ett variabelt samband mellan tryckdifferens och varvtal.

I fig 20 har kompressorns volymsflöde avsatts som funktion av varvtalet vid tre olika kompressionsförhållanden. Av figuren framkommer att för ett givet varvtal avtar volymsflödet med ökande kompressionsförhållande ($\pi = p_2/p_1$) samtidigt som det krävs ett ökat varvtal för att ett nettoflöde skall erhållas. Vidare framkommer att koktemperaturen dvs kompressorns insugstemperatur inte har någon inverkan på läckageflödet.

Enligt ekv 4-7 påverkas läckageflödet av vilket medium som komprimeras, insugstemperatur och kompressionsförhållandet. För vattenånga fås enligt ekv 4-6 att hastigheten genom spalterna vid ökning av insugstemperaturen från 60 till 100°C ökar med 6%. Orsaken till att denna ökning ej kan observeras i fig 20 kan bero på att vid ökning av arbetstemperaturen sker en värmeutvidgning av godset i kompressorn vilken påverkar toleransen i kompressorn och därmed spaltarean.

För fallet med ett givet medium, kompressionsförhållande och insugstillstånd kan kompressorns volymsflöde enligt ekv 3-7 skrivas

$$\dot{V} = V_0 n - K$$

4-9

Avsättes för detta fall volymsflödet som funktion av varvtalet kan kompressorns svepvolum bestämmas. Ur fig. 20 fås V_0 till ca $12.7 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$.

I fig 21 har kompressorns vridmoment avsatts som funktion av kompressionsförhållandet med koktemperaturen som parameter och i fig 22 som funktion av tryckdifferensen. Kompressorns vridmoment har framräknats ur motorns tillförda effekt samt ur uppgifter från tillverkaren om motorns och variatorns verkningsgrader. Av figurerna framkommer att ett rätlinjigt

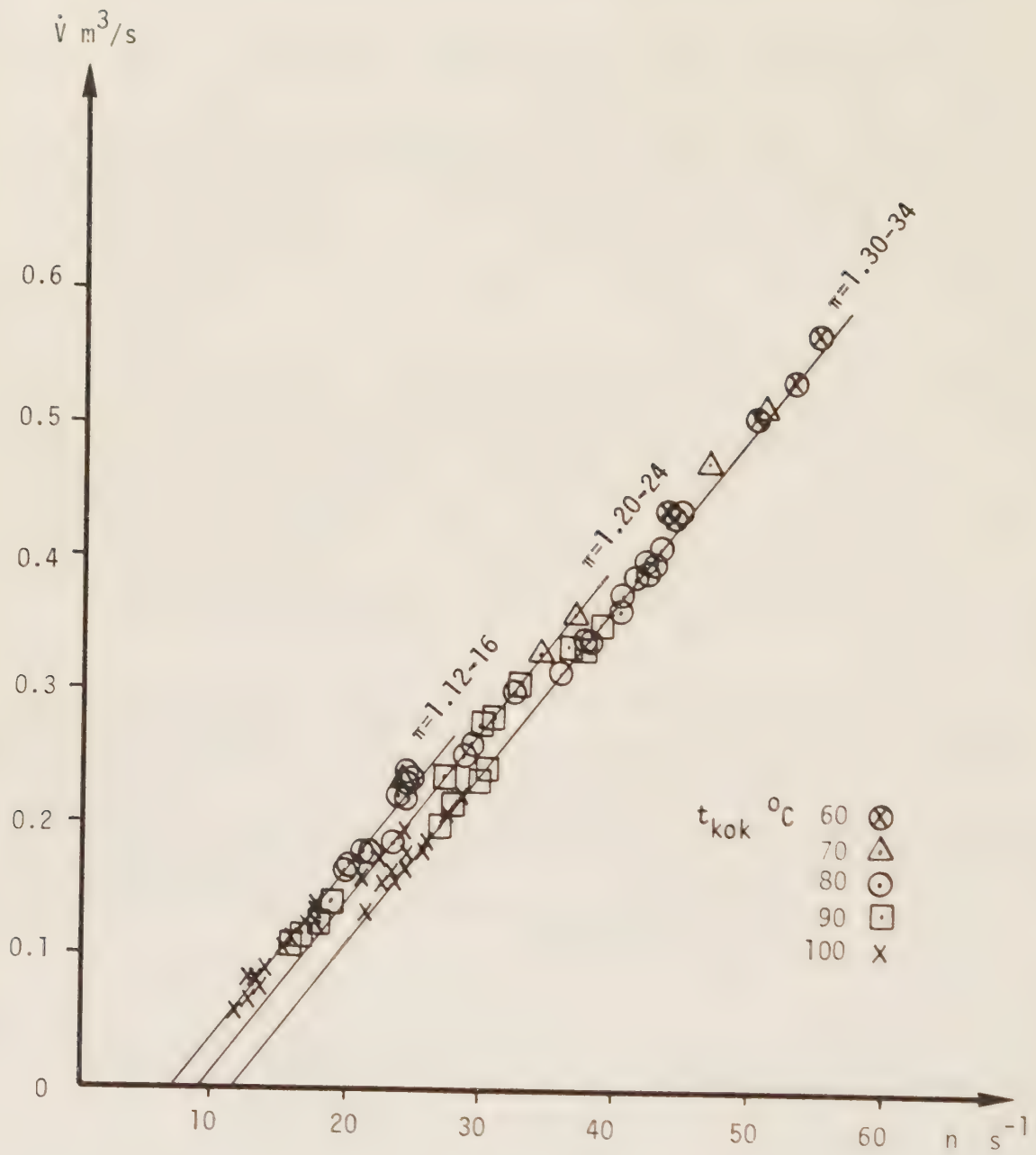


Fig 20 Volymsflödet som funktion av varvtalet

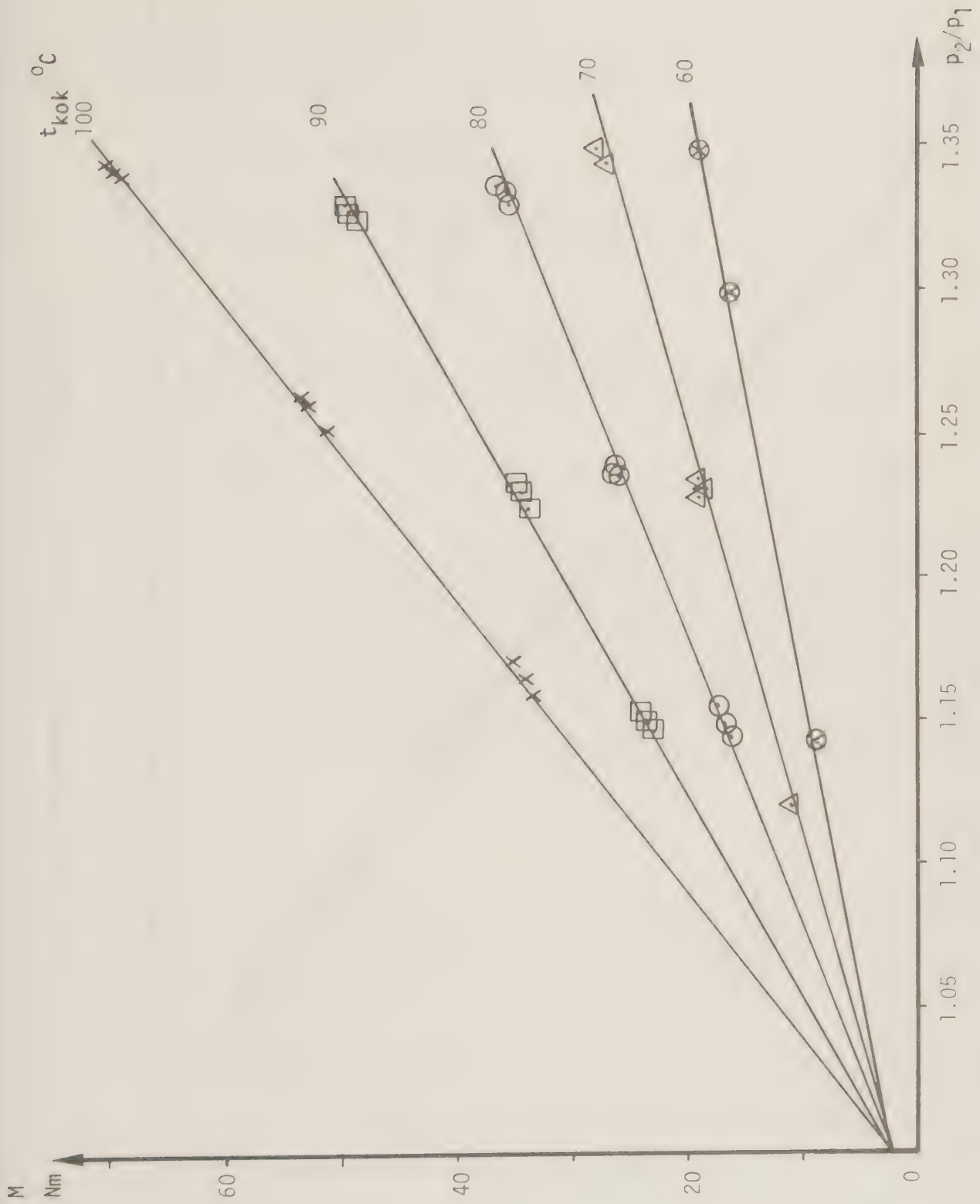


Fig 21 Kompressorns vridmoment som funktion av kompressionsförhållandet

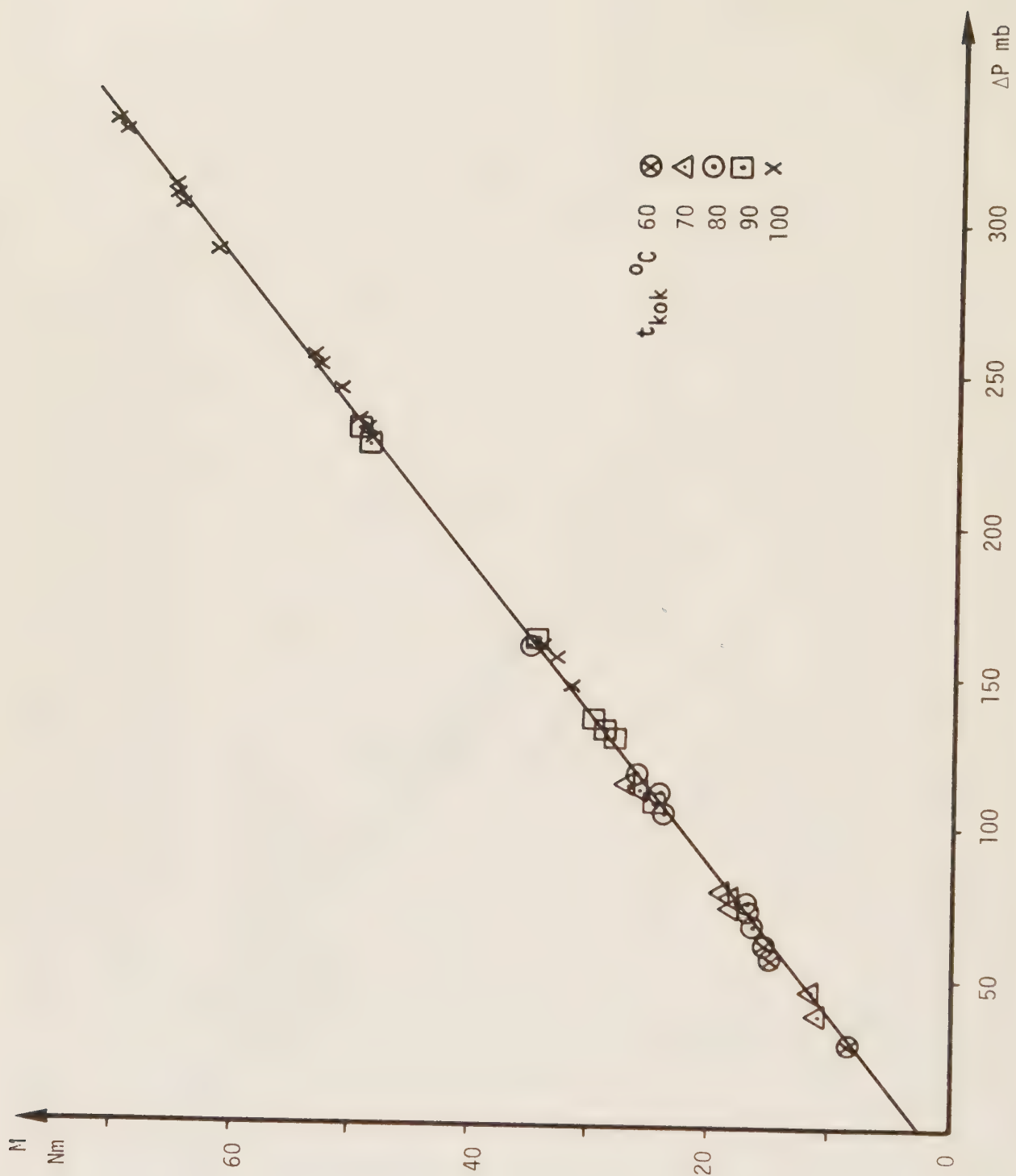


Fig 22 Kompressorns vridmoment som funktion av tryckdifferensen

samband råder mellan vridmoment och kompressionsförhållandet vid en given koktemperatur samt mellan vridmoment och tryckdifferens.

Effektförbrukningen för en förlustfri isokor kompression (P_{ik}) fås med utgångspunkt från ekv 4-1 enligt sambandet.

$$P_{ik} = nV_o \Delta p \quad 4-10$$

Införes en isokor verkningsgrad enligt

$$\eta_{ik} = \frac{P_{ik}}{P} \quad 4-11$$

fås efter omskrivning av ekv 3-9 följande samband för kompressorns vridmoment

$$M = \frac{V_o \Delta p}{2\pi \eta_{ik}} \quad 4-12$$

Ur fig 22 fås V_o/η_{ik} till ca $12.8 \cdot 10^3 \text{ m}^3$. Ur data givna av tillverkaren och från uppmätta volymsflödet enligt ovan kan V_o bestämmas till ca $12.7 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ vilket medför att den isokora verkningsgraden enligt ekv 4-11 är i det närmaste lika med 1. Det är således möjligt att med utgångspunkt från svepvolymer, varvtal, tryckdifferens och isokor verkningsgrad uppskatta vridkolvkompressorns effektbehov enligt sambandet

$$P = \frac{nV_o \Delta p}{\eta_{ik}} \quad 4-13$$

I fig 23 har kompressorns isentropa verkningsgrad avsatts som funktion av volymsflödet med kompressionsförhållandet som parameter. Den isentropa verkningsgraden fås enligt sambandet.

$$\eta_{is} = \frac{\dot{m} \Delta h_{is}}{P} \quad 4-14$$

Av figuren framgår att verkningsgraden ökar med minskande kompressionsförhållande och ökande volymsflödet. Detta beror på att tillbakaläckagets storlek är beroende av kompressionsförhållandet samt att andelen som läcker tillbaka minskar vid ett ökande flöde.

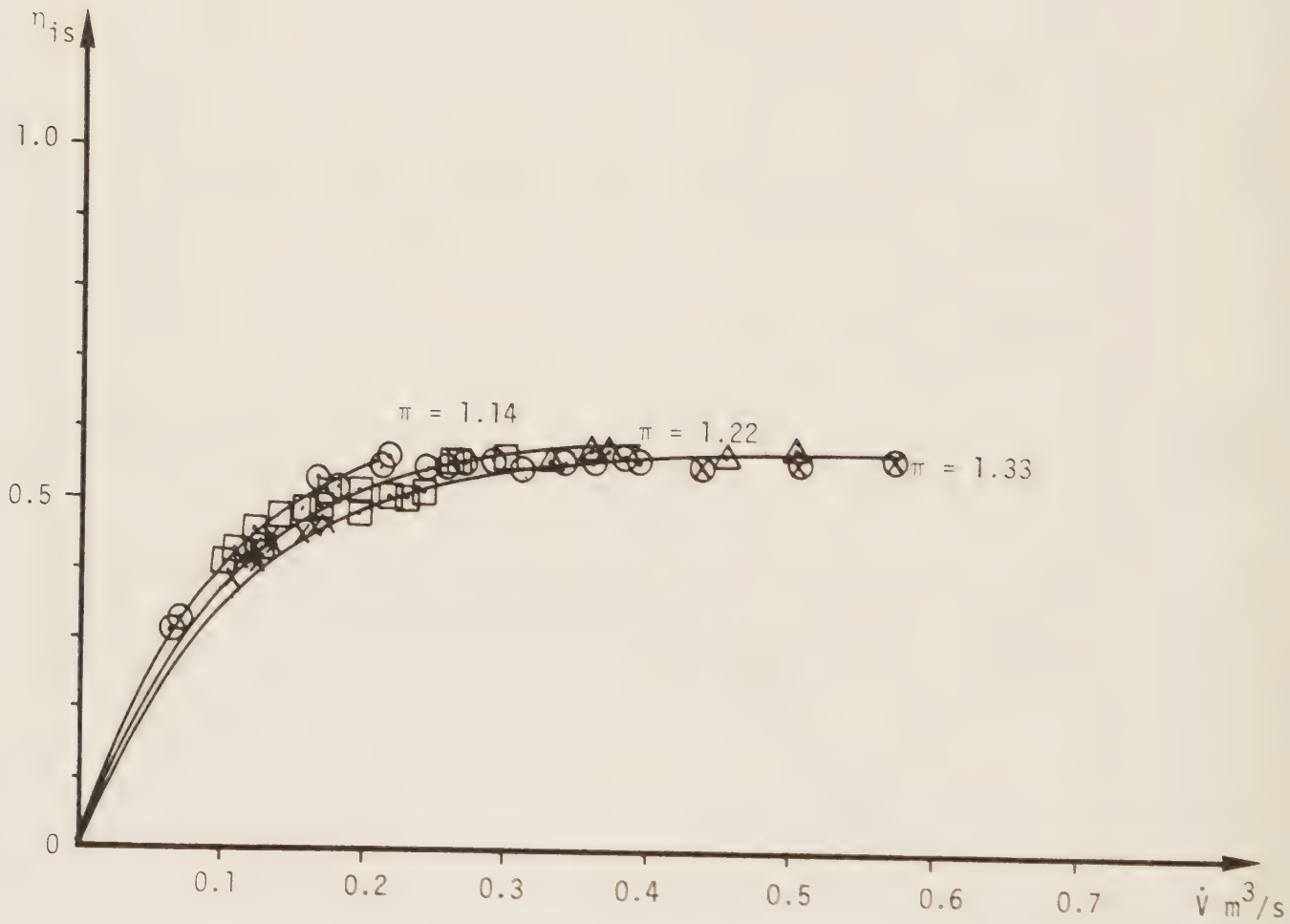


Fig 23 Isentropa verkningsgraden som funktion av volymsflödet

4.5 Alternativ koppling

Kopplingsschemat i fig 2 gäller för en anläggning i vilken indunstning kan ske med extern ånga och/eller med återförd ånga via kompressorn. I detta arrangemang finns en kondensor vars kapacitet räcker till för att ta hand om hela mängden genererad ånga från indunstaren. För anläggningar vilka enbart arbetar med ångkompression behövs endast en kondensor vars kapacitet är tillräcklig för att ta hand om avluftningsången. Den största delen av den genererade ångan kondenseras på indunstarens primärsida efter kompression. I fig 24 återfinns kopplingsschemat för en modifierad försöksanläggning vilken enbart kan köras med hjälp av mekanisk ångkompression. Den ånga som behövs vid uppstart och drift tillförs förvärmaren. Genom att använda en separat värmeyta för tillförseln av extern värme är det vid ett industriellt fall möjligt att vid vakuumdrift använda varmvatten eller något annat medium från processen för värmertilförsel. Ett annat sätt att tillföra extern värme är att tillföra ånga till indunstarens primärsida. Vid tillförsel av ånga till indunstarens primärsida kommer denna ångas kondensat att blandas med produktkondensatet. I de fall där den tillförda ångans kondensat är önskvärt som matarvatten kan en möjlig lösning vara att en del av indunstarens värmeyta avgränsas från den övriga värmeytan på indunstarens primärsida. Härigenom fås en indunstare vilken kan arbeta med två olika ångor på primärsidan och en produktånga.

Mängden extern ånga som behövs för att ett givet koktryck skall uppnås regleras med hjälp av trycknivån i indunstaren. Hur stort anläggningens externa värmebehov är beror huvudsakligen av hur stor del av produkt, kondensat och avluftningsångans värme som kan utnyttjas för uppvärmning av den inkommande lösningen samt anläggningens värmeförluster. Avluftningsångans mängd påverkas av vid vilket koktryck anläggningen arbetar. I fig 25 har i den högra delen avsatts tillförd energi per kilo avdrivet vid kompression som funktion av temperaturdifferensen vid tre olika isentropa verkningsgrader. I den vänstra delen har energiförbrukningen för uppvärmning av den inkommande lösningen avsatts som funktion av temperaturdifferensen med indunstningsförhållandet som parameter. Temperaturdifferensen utgörs av skillnaden av blandtemperaturen av kondensat och produkt och den inkommande lösningen eller för fallet när kondensatet expanderar till koktemperaturen skillnaden mellan koktemperaturen och den inkommande lösningens temperatur. Den streckprickade linjen i vänstra halvan anger den bortförda energimängden per kilo avdrivet som

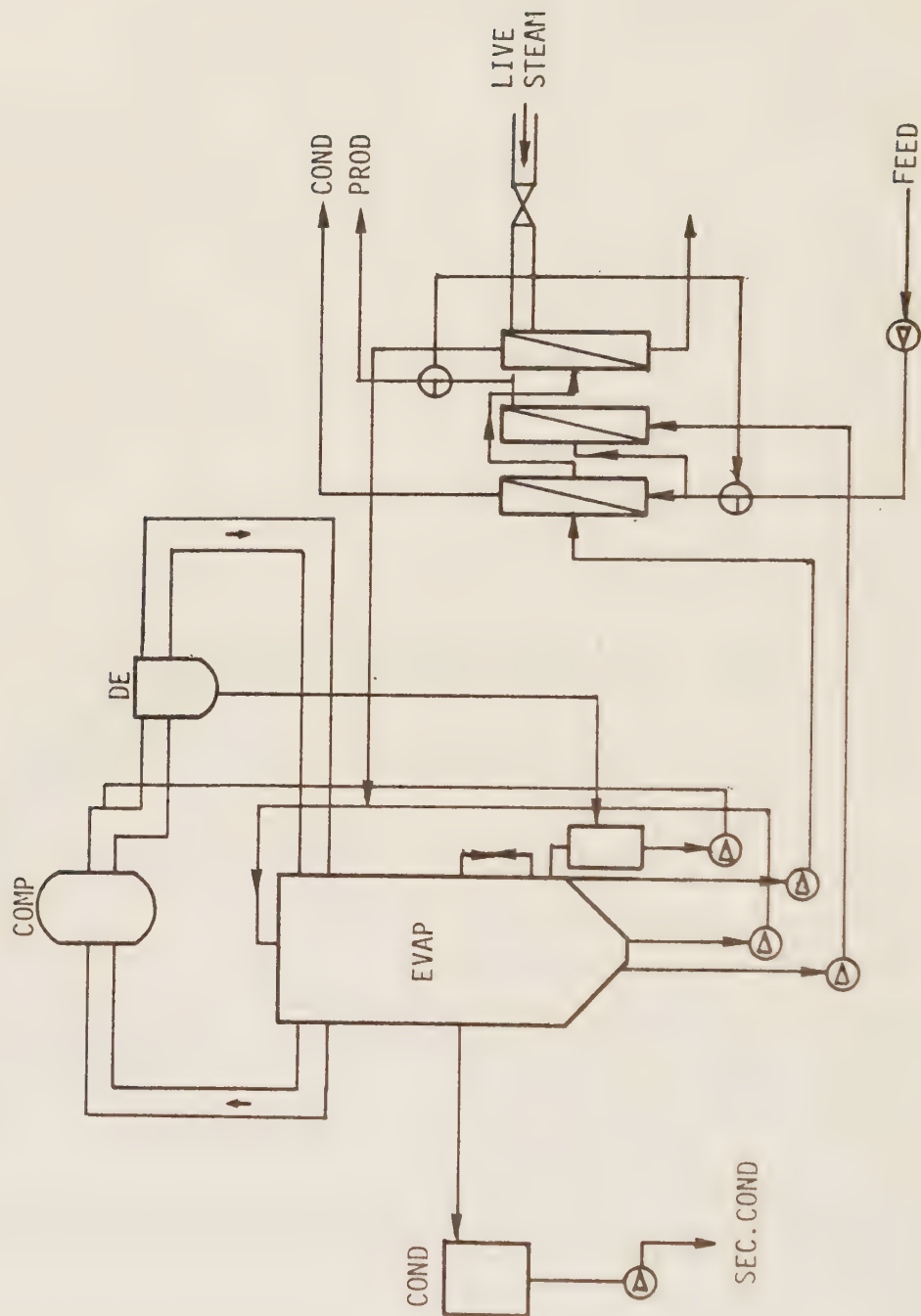


Fig 24 Alternativ koppling av försöksupställning

funktion av avluftning angivet i procent av kilo avdrivet. För att ingen extern ånga skall behövas fordras att den tillförda energin till kompressorn balanserar eventuell uppvärmning av inkommande lösning, avluftning och värmeförluster. För fallet med en kompressor med verkningsgraden 60% fås temperaturdifferensen 3°C energi vid kompressionen som täcker 1-1.5% avluftning. Ökas temperaturdifferensen till 7°C fås energi tillräcklig för 1.5% avluftning och ca 5°C uppvärmning av den inkommande lösningen vid indunstningsförhållandet 2.

Fig 25 är framtagen för vatten vid koktemperaturen 100°C för att ge en approximativ bedömning av vid vilka driftsbetingelser möjligheter finns för mekanisk ångkompression utan extern värmetillförsel.

4.6 Kapacitetsreglering

Vid integrering av en indunstningsanläggning i en process är det många gånger önskvärt att indunstningsanläggningens kapacitet kan varieras. Önskemålet om kapacitetsreglering beror ofta på att produktens koncentration skall vara konstant samtidigt som flödet av inkommande vätska och dess koncentration varierar. Vidare ger vätskor som är benägna att bilda beläggningar på värmeytan en kapacitetssänkning till följd av försämrad värmeöverföring. Genom att öka temperaturdifferensen över anläggningen fås i de flesta fall en kapacitetsökning. De fall där kapacitetsökning ej fås vid ökning av temperaturdifferensen beror på att värmege-nomgångskoefficienten avtar till följd av ökande värmebelastning vilket i sin tur huvudsakligen beror på en ökning av tryckfallet och/eller en ökning av beläggningarna på värmeytan i indunstaren.

Tryckdifferensen över en indunstare och därmed över kompressorn vid mekanisk ångkompression byggs upp av jämvikten mellan tillgängligt ångflöde och värmeflödet genom värmeytan. För en vridkolvkompressor är volymsflödet i huvudsak beroende av varvtalet, vilket medför att anläggningens kapacitet kan varieras genom kompressorns varvtal. För att åstadkomma ett variabelt varvtal kan kompressorn drivas av t ex förbränningsmotor, asynkronmotor med variator eller likströmsmotor.

Används turbokompressor är det möjligt att med hjälp av sk ledskenor påverka kompressorns volymsflöde. Denna metod går ej att applicera på en förträngningsmaskin.

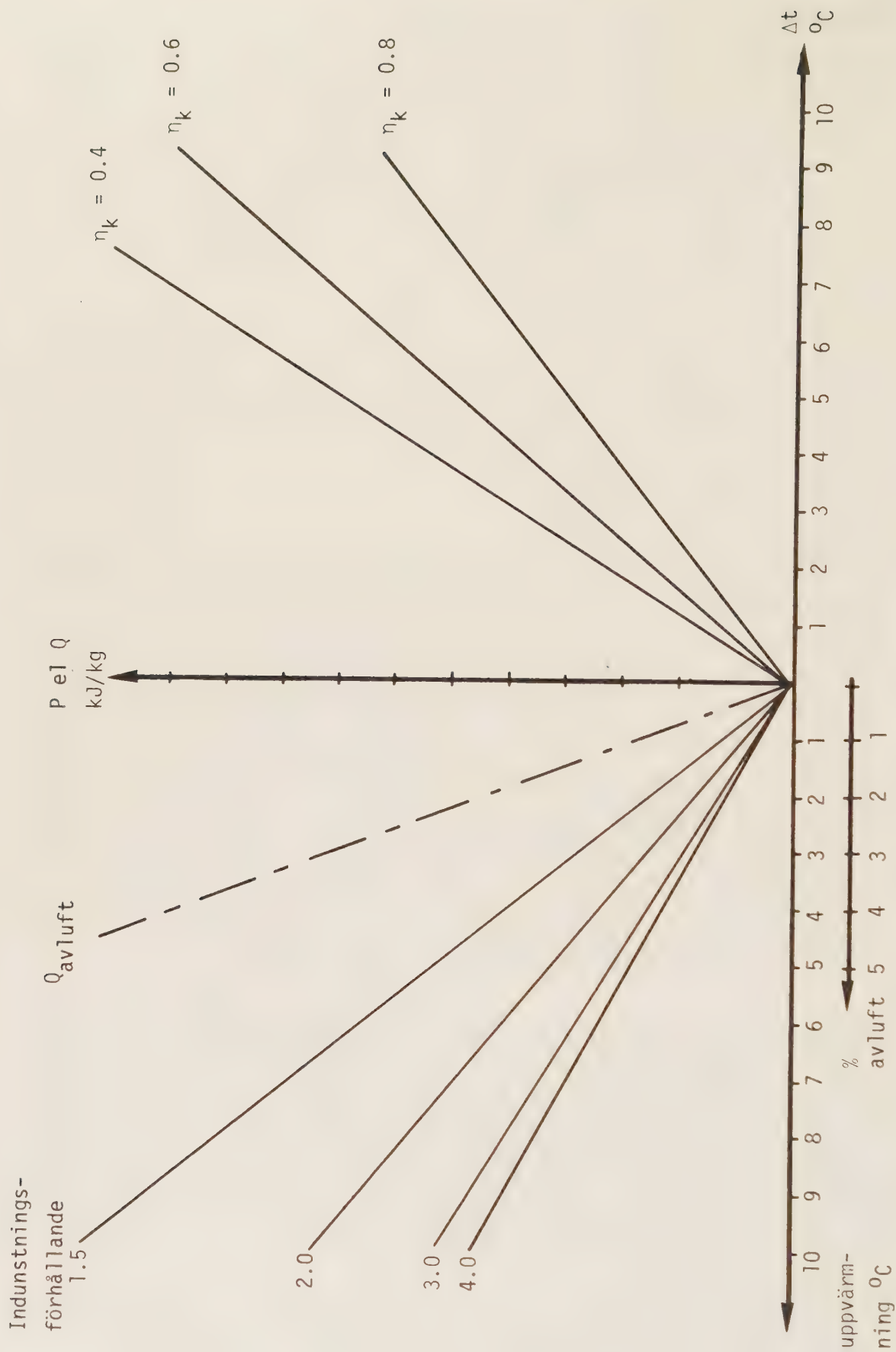


Fig 25 Värmebalans vid mekanisk ångkompression

Eftersom mättad vattenångas specifika volym ökar med avtagande temperatur, kommer massflödet genom en vridkolvkompressor med konstant varvtal att minska vid en sänkning av koktemperaturen. I fig 26 återfinns en experimentell bestämning av anläggningens relativa kapacitet vid konstant varvtal som funktion av koktemperaturen. Mätningarna är utförda med vatten som medium och relaterade till koktemperaturen 100°C . Av figuren framgår att en halvering av kapaciteten erhålls vid sänkning av koktemperaturen från 100 till 75°C . I fig 27 har energiförbrukningen per massenhet relaterad till koktemperaturen 100°C avsatts för vatten vid konstant kompressorvarvtal som funktion av koktemperaturen. Vid sänkning av koktemperaturen fås en sänkning av den specifika energiförbrukningen dvs man kan driva av en större mängd vatten per förbrukad kWh. Sänkningen av den specifika energiförbrukningen beror på att tryckdifferensen över kompressorn minskar, vilket i sin tur huvudsakligen beror på en avtagande värmebelastning i indunstaren. Vid de lägre koktemperaturerna sker en stagnation i den avtagande trenden, vilken orsakas av en försämrad värmeöverföring i indunstaren.

Av fig 26 och 27 framkommer att det är möjligt att kapacitetsreglera en anläggning med vridkolvkompressor genom att variera koktemperaturen och att den specifika energiförbrukningen avtar vid kapacitetssänkningen.

Relativ
kapacitet

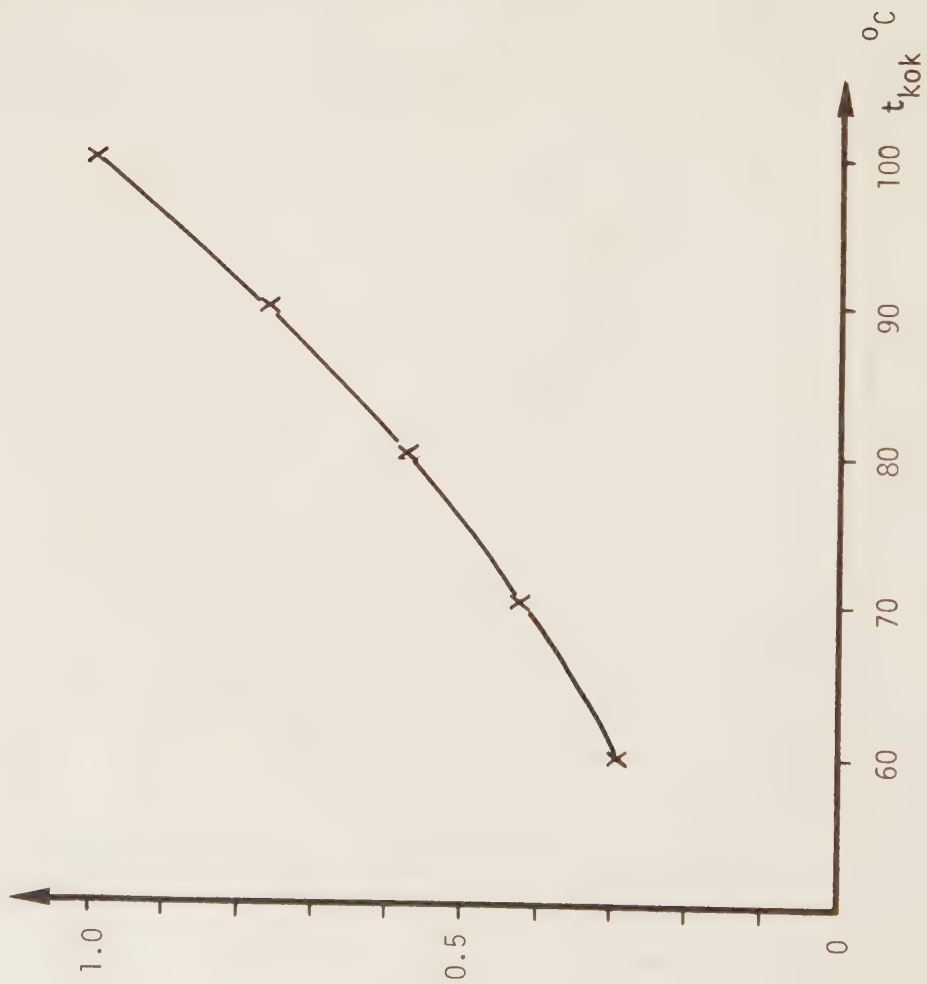


Fig 26 Relativ kapacitet som funktion av koktemperaturen (konstant varvta1)

Relativ specifik
energiförbrukning

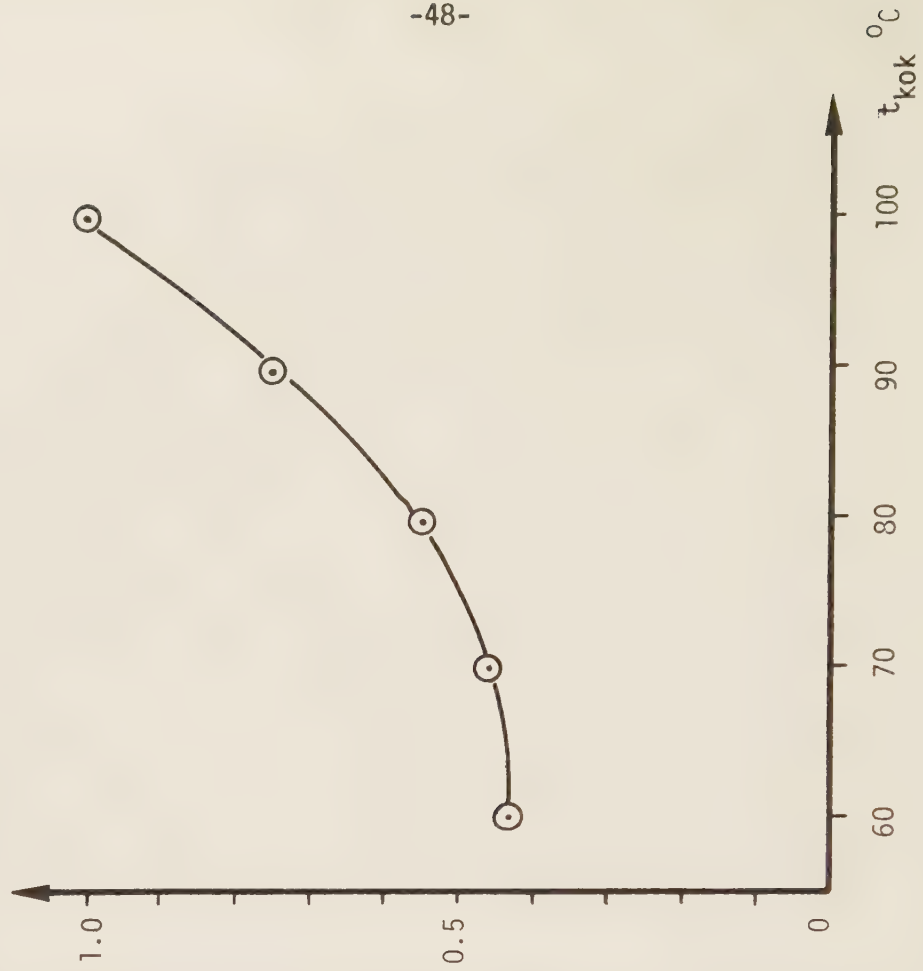


Fig 27 Relativ specifik energiförbrukning som funktion av koktemperaturen (konst. varvta1)

Författaren vill tacka Styrelsen för Teknisk Utveckling för ekonomiskt stöd vid uppförandet av försöksanläggningen.

BETECKNINGAR

A	area	m^2
c	hastighet	m/s
c_p	specifikt värme	$J/kg^{0}C$
c_{po}	specifikt värme vid idealt gastillstånd	$J/kg^{0}C$
g	jordaccelerationen	m/s^2
h	entalpi	J/kg
k	värmegenomgångskoefficienten	$W/m^{20}C$
n	varvtal	s^{-1}
P	effektförbrukning	W
P_{ik}	isokor effektförbrukning	W
p	tryck	N/m^2
Pr	Prandtls tal $c_p \mu/\lambda$	
Q	värmeflöde	W
q	specifikt värmeflöde	W/m^2
Re	Rynolds tal	$4\Gamma/\mu$
T	absolut temperatur	K
V	volym	m^3
$\dot{V}$	volymflöde	m^3/s
V_o	kompressorns svepvolum	m^3
W	arbete	Nm
α	värmeövergångskoefficient	$W/m^{20}C$
α^+	dimensionslös värmeövergångskoefficient $\frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{\mu^2}{\rho^2 g} \right)^{1/3}$	
Γ	massflöde per längdenhet	
η_{ik}	isokor verkningsgrad	
η_{is}	isentrop verkningsgrad	

κ	isentropexponent	
λ	värmeledning	W/m°C
μ	dynamisk viskositet	kg/ms
π	kompressionsförhållande	p_2/p_1
π	3.1416	
ρ	densitet	kg/m ³

REFERENSER

1. Nusselt, W; Die Oberflackenkondensation des Wasserdampfes
Zeitschr. Ver. Deut. Ing., 60, 541 och 561 (1916)
2. Kutadeladze, S.S.; Fundamentals of Heat Transfer
Edward Arnold, London 1963, 307
3. Chun, K.R., Seban, R.A.; Heat transfer to evaporating liquid films
Journal of Heat Transfer, Trans ASME Series C, 93 No 4, 391 (1971)
4. Fujii, T., Uehara, H., Oda, K.; Filmwise condensation on a surface
with uniform heat flux and body force convection
Heat Transfer Jap Res No 4, 76 (1972)
5. Colburn, A.P.; Notes on the calculation of condensation when a portion
of the condensate layer is in turbulent motion
Trans. Am. Inst. Chem. Engrs 30, 187 (1934)
6. Wilke, W.; Wärmeübergang an Rieselfilme
Ver. Deut. Ing. Forschungh, 490 (1962)
7. Chun, K.R., Seban, R.A.; Performance prediction of falling film
evaporators
Journal of Heat Transfer, Trans ASME Serie C, 94, No 4, 432 (1972)
8. Dukler, A.E., Bergelin, O.P.; Characteristics of flow in falling
liquid films
Chem. Eng. Prog., 48, No 11, 557 (1952)
9. Narayanamurthy, V., Sarma, P.K.; Note on thin fim evaporation,
Prediction of heat transfer rates
Chem. Eng. Japan, 6, No 5, 457 (1973)
10. McAdams, W.H., Drew, T.B., Bays, G.S.; Heat Transfer to falling
water films
Trans. Am. Soc. Mech. Eng., 62, Oct, 627 (1940)
11. McAdams, W.H; Heat transmission
McGraw-Hill Book Company, Tokyo 1954, 245

12. Lange, N.A.; Handbook of Chemistry
McGraw-Hill Book Company, New York 1967, 1528

